



TUGAS AKHIR - TM 145502

DESAIN KONSTRUKSI RANGKA DAN CRADLE PADA REMOTE CONTROL WEAPON SYSTEM KALIBER 12.7 MM

IMAM WAHYUDI
NRP 2113 030 010

Dosen Pembimbing
Hendro Nurhadi, Dipl.Ing., Ph.D.
Liza Rusdiyana, ST., MT.

PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



TUGAS AKHIR - TM 145502

DESAIN KONSTRUKSI RANGKA DAN CRADLE PADA REMOTE CONTROL WEAPON SYSTEM KALIBER 12.7 MM

IMAM WAHYUDI
NRP 2113 030 010

Dosen Pembimbing
Hendro Nurhadi, Dipl.-Ing., Ph.D.
Liza Rusdiyana, ST., MT.

PROGRAM STUDI DIPLOMA III
JURUSAN TEKNIK MESIN
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016



FINAL PROJECT - TM 145502

DESIGN CONSTRUCTION FRAME AND CRADLE OF REMOTE CONTROL WEAPON SYSTEM CALIBER 12.7 MM

IMAM WAHYUDI
NRP 2113 030 010

Academic Supervisor
Hendro Nurhadi, Dipl.-Ing., Ph.D.
Liza Rusdiyana, ST., MT.

STUDY PROGRAM DIPLOMA III
DEPARTEMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
Faculty of Industrial Technology
Institut Teknologi Sepuluh Nopember
Surabaya 2016

LEMBAR PENGESAHAN

DESAIN KONSTRUKSI RANGKA DAN CRADLE PADA REMOTE CONTROL WEAPON SYSTEM KALIBER 12.7 MM

TUGAS AKHIR

Diajukan Untuk Memenuhi Salah Satu Syarat
Memperoleh Gelar Ahli Madya
Pada Bidang Studi Manufaktur
Program Studi Diploma III
Jurusan Teknik Mesin
Fakultas Teknologi Industri
Institut Teknologi Sepuluh Nopember

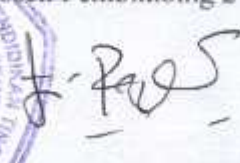
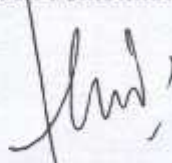
Oleh :

IMAM WAHYUDI
NRP. 2113 030 010

Menyetujui,
Dosen Pembimbing Tugas Akhir

Dosen Pembimbing 1

Dosen Pembimbing 2



Hendro Nurbadi, Dipl.-Ing. Ph.D

NIP. 19751120 200212 1 002

Liza Rusdiyana, ST., MT.

NIP. 19800517 201012 2 002

SURABAYA, Agustus 2016

DESAIN KONSTRUKSI RANGKA DAN CRADLE PADA REMOTE CONTROL WEAPON SYSTEM KALIBER 12.7 MM

Nama Mahasiswa : IMAM WAHYUDI
NRP : 2113 030 010
Jurusan : D3 Teknik Mesin FTI-ITS
Dosen Pembimbing : Hendro Nurhadi, Dipl.-Ing., Ph.D.
Liza Rusdiyana, ST., MT.

Abstrak

Pertahanan negara merupakan segala bentuk daya dan upaya oleh warga negara yang tinggal di suatu negara, yang bertujuan untuk melindungi dan menjaga kedaulatan negara dari segala bentuk ancaman, baik dari luar maupun dari dalam. Salah satu faktor pendukung pertahanan negara adalah dari bidang teknologi adalah desain senjata Remote Control Weapon Station (RCWS). Dimensi RCWS yang digunakan tergantung dari kebutuhan pemakaian. Semakin besar kaliber peluru, maka semakin besar dimensi dan berat RCWS. Akibatnya akan semakin sulit dikendalikan. Untuk itu perancangan desain khususnya pada bagian Rangka dan cradle yang sesuai diperlukan.

Langkah- langkah penelitian yang dilakukan adalah merancang bentuk RCWS yang sesuai dengan kebutuhan. Untuk merancang bentuk desainnya diperlukan data rancangan transmisi yang akan digunakan. Setelah itu studi literatur pada model sebelumnya. Selanjutnya diakhiri dengan pengujian kestabilan dari desain tersebut.

Hasil pengujian metode elemen hingga analisa numerik dengan harga defleksi yang diijinkan yaitu 0,05 m pada rangka 1.0 didapatkan defleksi maksimum $1,393265 \times 10^{-8} m$, pada rangka 2.0 didapatkan defleksi maksimum $1,30725 \times 10^{-8} m$, Pada cradle didapatkan defleksi maksimum $8,2112 \times 10^{-8} m$.

Kata kunci: *Desain, RCWS, rangka, cradle, kaliber 12.7mm, FEM.*

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DESIGN CONSTRUCTION FRAME AND CRADLE OF REMOTE CONTROL WEAPON SYSTEM CALIBER 12.7 MM

Nama Mahasiswa : IMAM WAHYUDI
NRP : 2113 030 010
Departement : D3 Mechanical Engineering FTI-ITS
Advisor : Hendro Nurhadi, Dipl.-Ing., Ph.D.
Liza Rusdiyana, ST., MT.

Abstract

National defense is all forms of power and an attempt by the citizens who live in a country, which aims to protect and safeguard the sovereignty of the state of all forms of threats, both from outside and from within. One contributing factor is the state of the field of defense technology is the weapon design Remote Control Weapon Station (RCWS). RCWS dimensions are used depending on user needs. The larger the caliber, the bigger dimensions and weight RCWS. The result will be more difficult to control. For the design of the design, especially in the framework and the appropriate cradle required.

The steps of the research is to design forms within their RCWS needs. To design a form desainya necessary design data transmission to be used. After the study of literature on the previous model. Furthermore, ending with testing the stability of the design.

The test results of the finite element method numerical analysis with the price of the allowable deflection of 0.05 m in frame 1.0 obtain the maximum deflection $1,393265 \times 10^{-8}$ m. in frame 2.0 obtain the maximum deflection $1,30725 \times 10^{-8}$ m, in cradle obtain the maximum deflection $8,2112 \times 10^{-8}$ m.

Keywords: Design, RCWS, frame, cradle, 12.7 Cal, FEM

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

KATA PENGANTAR

Puji syukur kepada Allah swt yang telah memberikan kekuatan dan limpahan rahmat –Nya bagi penulis sehingga penulisan Tugas Akhir ini dapat diselesaikan. Tugas akhir ini merupakan persyaratan untuk memperoleh gelar Ahli Madya pada Jurusan D3 Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri, Institut Teknologi Sepuluh Nopember Surabaya. Atas bantuan berbagai pihak dalam proses penyusunan Tugas Akhir ini, penulis mengucapkan terima kasih yang sebesar – besarnya kepada :

- Kedua orang tua, Bapak Zainal Abidin dan Ibu Malikah serta kakak Zuliana Hermawati, Ima Duddin, AMd., adik Lubis Rohman atas segala dukungan dan motivasi yang telah diberikan.
- Bapak Hendro Nurhadi, Dipl.Ing., Ph.D, dan Ibu Liza Rusdiyana, ST., MT. selaku dosen pembimbing dalam penulisan tugas akhir ini.
- Bapak Dr. Ir. Heru Mirmanto, MT. sebagai dosen wali selama menjadi mahasiswa di D3 Teknik Mesin ITS.
- PT. Pindad (Persero), khususnya Bapak Rastra, Bapak Aldi, dan Ibu Irma yang telah memfasilitasi penulis dalam melakukan studi lapangan.
- Segenap Bapak/Ibu Dosen Pengajar dan Karyawan di D3 Teknik Mesin ITS, yang telah memberikan banyak ilmu dan pengetahuan selama penulis menuntut ilmu di kampus ITS.
- *KoncoKenthel* seperjuangan Tugas Akhir : Sandro Prasetyo, Gustri Erwin, Alhadiyat Luhung Jati, Nuril, Ardi, Reno, Idang, Tito serta rekan-rekan Tim Buser MechRob : Mbak Ina, Mbak Iep dan Mas Alif.
- Warga Lab. Mekatronika di D3 Teknik Mesin ITS.
- Warga Lab. Alutsista di Gedung Pusat Robotika ITS.

- Pengurus Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin FTI-ITS Periode 2015/2016 dan Departemen Kominfo.
- Keluarga Besar D3MITS angkatan 2K13 dan D3MITS 2K12 serta adik tingkat D3MITS 2K15.
- Keluarga Start Surabaya Khususnya Tim project *balikin.Id* Tamam, Novi, Baskara, Ica.
- Dan semua pihak yang tidak dapat disebutkan satu-persatu dalam kesempatan ini.

Penulis menyadari bahwa Tugas Akhir ini masih memiliki banyak kekurangan. Oleh karena itu, saran dan kritik terhadap penulis sangatlah diperlukan. Semoga Tugas Akhir ini dapat berguna bagi semua pihak yang membutuhkan.

Surabaya, Agustus 2016

Penulis

DAFTAR ISI

	Halaman
JUDUL	i
LEMBAR PENGESAHAN.....	iv
ABSTRAK	vi
ABSTRACT	viii
KATA PENGANTAR.....	x
DAFTAR ISI.....	xii
DAFTAR GAMBAR	xvi
DAFTAR TABEL	xx
DAFTAR SIMBOL.....	xxii
DAFTAR LAMPIRAN	xxix
BAB I PENDAHULUAN	1
1.1 Latar Belakang	1
1.2 Rumusan Masalah	2
1.3 Batasan Masalah	2
1.4 Tujuan Penelitian	3
1.5 Manfaat Penelitian	3
1.6 Sistematika Penulisan	3
BAB II TINJAUAN PUSTAKA	5
2.1 <i>Remote Control Weapon System</i>	5
2.2 Teori penunjang	6
2.3 Desain dan perancangan	8
2.4 Teori dasar analisis perancangan	8
2.4.1 Pembebanan	9
2.4.2 Distribusi beban statis	11
2.4.3 Kriteria kegagalan material	13
2.4.4 Faktor keamanan (<i>N</i>).....	13
2.5 Poros	13
2.5.1 Menghitung diameter Poros	14
2.5.2 Koreksi kekuatan Poros.....	14
2.6 Bantalan	15
2.6.1 Klasifikasi bantalan gelinding	15

2.6.2 Rumus perhitungan bantalan	16
2.7 Mur dan Baut	17
2.7.1 Rumus perhitungan Mur.....	18
2.7.2 Rumus perhitungan Baut	18
2.8 Sambungan Keling.....	19
2.8.1 Kekuatan dan efisiensi keling	20
2.8.2 Sambungan keling untuk struktur	20
2.9 Sambungan Las.....	23
2.9.1 Jenis sambungan Las.....	24
2.9.2 Kekuatan sambungan las fillet melintang ...	25
2.9.3 Kekuatan sambungan las fillet sejajar	26
2.9.4 Kasus khusus sambungan Las <i>fillet</i>	27
2.10 Metode Elemen Hingga	30
2.10.1 <i>Property of Material</i>	31
2.10.2 <i>Meshing</i>	31
2.10.3 <i>Boundary Condition</i>	32
BAB III METODOLOGI PENELITIAN.....	33
3.1 Spesifikasi teknis <i>RCWS caliber 12,7 mm</i>	33
3.2 Diagram alir penelitian secara umum	34
3.2.1 Penjelasan diagram alir perencanaan	35
3.2.1.1 <i>Studi Literatur</i>	35
3.2.1.2 <i>Perumusan Masalah</i>	35
3.2.1.3 <i>Pembuatan Model dengan software CAD</i>	35
3.2.1.4 <i>Analisa Perhitungan Statis</i>	35
3.2.1.5 <i>Pemilihan Material</i>	35
3.2.1.6 <i>Perencanaan Komponen elemen Mesin</i> ...	36
3.2.1.7 <i>Pengujian Kekuatan Quasi-Statis</i>	36
3.2.1.8 <i>Pembuatan Laporan</i>	36
3.3 Diagram alir perencanaan komponen elemen mesin	37
3.3.1 Penjelasan diagram alir perencanaan	38
3.3.1.1 <i>Diagram alir Perencanaan Poros</i>	38
3.3.1.2 <i>Diagram alir Perencanaan Bantalan</i>	39
3.3.1.3 <i>Diagram alir Perencanaan Keling</i>	40
3.3.1.4 <i>Diagram alir Perencanaan Baut</i>	40

3.3.1.5 Diagram alir Perencanaan Las.....	41
3.4 Diagram alir simulasi <i>quasi-statis</i> dengan ANSYS.....	42
3.4.1 Penjelasan diagram alir perencanaan	43
BAB IV HASIL DAN ANALISA	45
4.1 Desain RCWS kaliber 12,7 mm.....	45
4.1.1 Desain bagian Rangka.....	46
4.1.2 Desain bagian Cradle	47
4.1.3 Desain Laras.....	47
4.1.4 Aplikasi RCWS kaliber 12,7 mm	47
4.2 Analisa Titik Berat.....	48
4.2.1 Titik berat pada rangka 1.0.....	49
4.2.2 Titik berat pada rangka 2.0.....	50
4.2.3 Titik berat pada cradle	52
4.3 Analisa Perhitungan Statis	53
4.3.1 Distribusi beban <i>cradle</i> di sumbu <i>x</i>	54
4.3.2 Perhitungan tumpuan pada rangka 1.0.....	58
4.3.3 Perhitungan tumpuan pada rangka 2.0.....	62
4.3.4 Perhitungan reaksi tumpuan pada <i>cradle</i>	66
4.4 Perencanaan Komponen Elemen Mesin	69
4.4.1 Perencanaan poros.....	69
4.4.2 Perencanaan bantalan	72
4.4.3 Perencanaan keling.....	73
4.4.4 Perencanaan baut.....	75
4.4.5 Perencanaan las	77
4.5 Hasil Simulasi Metode Elemen Hingga	79
4.5.1 Simulasi kekuatan rangka 1.0	79
4.5.2 Simulasi kekuatan rangka 2.0	81
4.5.3 Simulasi kekuatan <i>cradle</i>	82
BAB V Kesimpulan dan Saran.....	85
5.1 Kesimpulan	85
5.2 Saran	87
DAFTAR PUSTAKA	
LAMPIRAN	
BIOGRAFI PENULIS	

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR TABEL

<i>Tabel 2.1.</i> Dimensi RCWS produksi PT.Pindad	7
<i>Tabel 2.2.</i> Ukuran keling untuk sambungan umum, menurut ISO: 1929-1982	21
<i>Tabel 2.3.</i> Pitch dari keling untuk sambungan struktur	23
<i>Tabel 5.1.</i> Spesifikasi Rangka 1.0	85
<i>Tabel 5.2.</i> Spesifikasi Rangka 2.0	85
<i>Tabel 5.3.</i> Spesifikasi Cradle	85
<i>Tabel 5.4.</i> Spesifikasi Laras	85

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR LAMPIRAN

<i>Lampiran 1.</i> Aluminium 2014-T6;2014-T651	91
<i>Lampiran 2.</i> Konversi Satuan	93
<i>Lampiran 3.</i> Nilai faktor beban radial (X) dan faktor beban aksial (Y) pada Bantalan.....	95
<i>Lampiran 4.</i> Momen inersia polar dan section modulus dari las	96
<i>Lampiran 5.</i> Dimensi standar ISO untuk Ulir	98
<i>Lampiran 6.</i> Modeling RCWS 12,7mm keseluruhan.....	101
<i>Lampiran 7.</i> Modeling Rangka 1.0 - RCWS 12,7mm.....	103
<i>Lampiran 8.</i> Modeling Rangka 2.0 - RCWS 12,7mm.....	105
<i>Lampiran 9.</i> Modeling Cradle - RCWS 12,7mm.....	107
<i>Lampiran 10.</i> Modeling Laras - RCWS 12,7mm	109

Halaman ini sengaja dikosongkan

DAFTAR SIMBOL

X_0	=	Absis (mm)
Y_0	=	Ordinat (mm)
A_0	=	Luasan bidang (mm ²)
W	=	Beban keseluruhan (N)
M	=	Momen gaya (Nmm)
P_{max}	=	Daya maksimum (Hp)
n	=	Putaran, (rpm)
d	=	Diameter (mm)
T_{max}	=	Torsi maksimum (Nmm)
J	=	Momen Inersia (mm ⁴)
τ_g	=	Tegangan geser (MPa)
M_t	=	Momen puntiran (Nmm)
W_t	=	Momen tahanan puntiran (mm ³)
τ_t	=	Tegangan puntir (MPa)
σ_b	=	Tegangan bending (MPa)
τ_{max}	=	Tegangan maksimum (MPa)
y_a	=	Defleksi yang diijinkan (m)
Fr	=	Recoiling force (N)
E	=	Modulus Young (N/m ²)
δ_{max}	=	Defleksi maksimal (m)
i	=	Jumlah spline
b	=	Lebar spline
L	=	Panjang spline (mm)
A_g	=	Luas bidang geser (mm ²)
h	=	Tinggi (mm)
r	=	Jari-jari (mm)
F_g	=	Gaya geser (N)
fh	=	Faktor umur bantalan (tahun)
fn	=	Faktor kecepatan bantalan
\dot{C}	=	Beban dinamis dasar bantalan (kg)
$\bar{\sigma}_t$	=	Tegangan tarik yang diijinkan (N/mm ²)
$\bar{\tau}_s$	=	Tegangan geser yang diijinkan (N/mm ²)

Halaman ini sengaja dikosongkan

BAB I

PENDAHULUAN

1.1 Latar Belakang

Pertahanan negara pada dasarnya merupakan segala bentuk daya dan upaya oleh seluruh warga negara yang tinggal di negara tersebut, yang bertujuan untuk melindungi dan menjaga kedaulatan negara dari segala bentuk ancaman yang datang baik dari luar maupun dari dalam. Setiap warga negara Indonesia berhak dan wajib untuk ikut serta dalam usaha bela negara, seperti yang tercantum di dalam Undang-Undang Dasar 1945 pasal 30 ayat 1. Sementara itu komponen utama usaha pertahanan dan keamanan negara diatur dalam pasal 30 ayat 2, dimana TNI dan Polri sebagai kekuatan utama, serta rakyat Indonesia sebagai kekuatan pendukung.

Salah satu faktor pendukung usaha pertahanan negara adalah dari segi sarana dan prasarana, seperti teknologi persenjataan maupun kualitas SDM yang mumpuni. Salah satu teknologi persenjataan yang ada yaitu *Remote Control Weapon System (RCWS)*. *RCWS* adalah sistem senapan yang dapat bergerak untuk menembak target dengan pergerakan arah dan sudut yang mengikuti pergerakan target. *RCWS* otomatis karena dikendalikan dari jarak jauh menggunakan *remote control*, sehingga operator dapat mengoperasikan dengan aman.

RCWS dikenal sebagai sistem senjata yang dioperasikan dari jarak jauh untuk senjata ringan dan kaliber menengah yang dapat diinstal pada kendaraan tempur darat, laut dan platform berbasis tempur udara. Senjata ini biasanya digunakan pada kendaraan militer modern, karena memungkinkan penembak untuk tetap dalam perlindungan relatif kendaraan. Besar kecilnya *RCWS* yang digunakan tergantung pada kebutuhan pemakaian. Semakin besar kaliber peluru, maka semakin besar pula ukuran target yang dapat ditembak.

1.2 Rumusan Masalah

Berdasarkan latar belakang yang telah diuraikan sebelumnya, permasalahan yang akan dibahas dalam penelitian ini adalah.

- a. Bagaimana mendesain *rangka dan cradle RCWS 12,7 mm* beserta komponen standart secara detail ?
- b. Bagaimana menganalisa kekuatan konstruksi rangka dan *cradle* beserta komponen kritis berdasarkan analisa *quasi-static* statik menggunakan *software ANSYS 17.0*?

1.3 Batasan Masalah

Permasalahan yang akan dibahas dalam penelitian ini dibatasi sebagai berikut:

- a. Perancangan desain menggunakan *software CAD solidwork 2017*.
- b. Simulasi *quasi-statis* pada kekuatan konstruksi menggunakan *software ANSYS 17.0*.
- c. Pembahasan ada pada perhitungan statis beserta elemen mesin dan *software ANSYS 17.0*. Dimana hasil benda kerja tidak dibahas
- d. Komponen yang dianalisa *rangka 1.0, rangka 2.0 dan cradle* karena lebih diutamakan keamananya.
- e. Material rangka dan *cradle* yang digunakan aluminium.
- f. Jenis keling dan baut yang dipakai dianggap *fix* dan aman.
- g. Perhitungan terhadap gaya dan getaran yang terjadi pada mesin diabaikan
- h. Usia bearing yang dihitung hanya pada 1 tumpuan bearing pada *cradle (elevasi)* dan rangka (*azimuth*).
- i. Tumpuan bearing lainnya diabaikan.
- j. Pemodelan desain sesuai dengan parameter standart.
- k. Metode las yang direncanakan sudah dianggap aman.
- l. Pengujian kekuatan metode elemen hingga dipakai gaya tembakan maksimum pada *RCWS caliber 12,7 mm*.

1.4 Tujuan Penelitian

Tujuan dari penelitian ini adalah

- a. Mendapatkan desain rangka dan cradle beserta komponen pendukung
- b. Mendapatkan data numerik kekuatan konstruksi rangka dan cradle *RCWS.kaliber 12,7 mm*.

1.5 Manfaat Penelitian

Manfaat dari penelitian ini adalah mampu sebagai acuan dalam hal merancang *RCWS secara detail sesuai standart*. Kedepannya acuan ini dapat dibuat sendiri oleh Indonesia tanpa harus mengandalkan negara lain dalam hal persenjataan.

1.6 Sistematika Penulisan

Sistematika penulisan yang digunakan dalam penelitian ini adalah :

⊕ BAB I PENDAHULUAN

Pada bagian ini diuraikan latar belakang, perumusan masalah, batasan masalah, tujuan penelitian, manfaat penelitian dan sistematika penulisan.

⊕ BAB II TINJAUAN PUSTAKA

Pada bagian ini diuraikan beberapa landasan teori dan hasil penelitian sebelumnya.

⊕ BAB III METODOLOGI PENELITIAN

Pada bagian ini akan diuraikan metode penelitian secara umum, perhitungan statis serta perencanaan elemen mesin dan analisa numerik quasi – statis menggunakan *software ANSYS 17.0*.

⊕ BAB IV HASIL DAN ANALISA

Dalam bab ini dibahas tentang desain, perhitungan teoritis dan analisis numerik yang terakumulasi dalam *flowchart* penelitian.

⊕ BAB V PENUTUP

Pada bagian ini berisi kesimpulan hasil penelitian serta saran-saran konstruktif untuk penelitian selanjutnya.

⊕ DAFTAR PUSTAKA

⊕ LAMPIRAN

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB II

TINJAUAN PUSTAKA

2.1. Remote Control Weapon Station

Senjata adalah suatu alat yang digunakan untuk melukai, membunuh, atau menghancurkan suatu benda. Senjata dapat digunakan untuk menyerang maupun untuk mempertahankan diri, dan juga untuk mengancam dan melindungi. Apapun yang dapat digunakan untuk merusak (bahkan psikologi dan tubuh manusia) dapat dikatakan senjata. Senjata bisa sederhana seperti pentungan atau kompleks seperti peluru kendali balistik (*wikipedia.org*).

Remote Control Weapon System (RCWS) merupakan sistem persenjataan yang canggih pada sebuah kendaraan tempur darat, air maupun udara yang memiliki senjata berkaliber besar hingga sedang. Persenjataan ini banyak digunakan pada kendaraan tempur modern saat ini.



Gambar 2.1. M153 Protector RCWS
(Sumber : kongsbreg,2013)

RCWS merupakan salah satu senjata dengan teknologi yang nantinya diperlukan oleh militer Indonesia ketika berada di medan perang. Teknologi ini juga bisa diterapkan di berbagai

model kendaraan milik militer baik tank, panser ataupun helikopter.



Gambar 2.2. *M153 Protector RCWS yang di instal pada Anoa 6X6
(Sumber : PT.Pindad,2015)*

2.2. Teori Penunjang

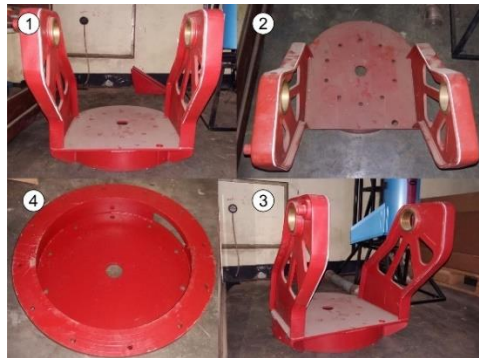
Teknologi senjata *RCWS* bisa mengurangi resiko personil militer jadi korban serangan saat berperang, senjata ini bisa membuat mereka tetap mengendalikan senjatanya dari tempat yang lebih aman di dalam kendaraan. Maka dalam merancang *RCWS*, dimana jumlah komponen sangat banyak. Namun secara garis besar tersusun atas empat komponen utama, yaitu :

1. Rangka
2. Cradle
3. Bodi
4. Senapan
5. Kotak Munisi
6. Kamera

Kebutuhan dalam Penelitian ini untuk merancang konstruksi rangka dan cradle dengan akselerasi kekuatan dan keamanan.

Dari penelitian yang ada, PT. Pindad (Persero) adalah perusahaan industri dan manufaktur yang bergerak dalam pembuatan produk militer dan komersial di Indonesia. Teknologi

RCWS saat ini masih berupa wujud rangka dan cradle dengan spesifikasi material AISI 4340.



Gambar 2.3. (1) Rangka tampak Belakang, (2) Rangka tampak atas, (3) Rangka tampak isometri, (4) Dudukan pada rangka



Gambar 2.4. Cradle

Tabel. 2.1. Dimensi RCWS produksi PT.Pindad

Panjang rangka	650 mm
Lebar bagian depan rangka	490 mm
Lebar bagian belakang rangka	520 mm
Tinggi rangka	540 mm
Panjang cradle	550 mm
Tinggi cradle	145 mm
Diameter dudukan	410 mm

2.3. Desain atau Perancangan

Meskipun kriteria yang digunakan oleh seorang perancang adalah banyak, namun semuanya tertuju pada kriteria berikut ini:

1. Function (fungsi/pemakaian)
2. Safety (keamanan)
3. Reliability (dapat diandalkan)
4. Cost (biaya)
5. Manufacturability (dapat diproduksi)
6. Marketability (dapat dipasarkan)

Kriteria, pertimbangan dan prosedur tambahan yang dimasukkan dalam program secara khusus masalah keamanan produk, kegagalan pemakaian (malfunction) suatu produk. Beberapa pertimbangan dan prosedur penting itu adalah:

1. Pengembangan dan penggunaan suatu system rancang ulang secara khusus menegaskan analisa kegagalan, mempertimbangkan keamanan, dan memenuhi standar dan pemerintahan.
2. Pengembangan daftar ragam operasi dan pemeriksaan penggunaan produk dalam setiap mode/ragam.
3. Identifikasi lingkungan pemakaian produk, termasuk memperkirakan pemakaian, menduga penyalahgunaan, dan fungsi yang diharapkan.
4. Penggunaan teori desain spesifik yang menegaskan kegagalan atau analisa kegagalan pemakaian dan mempertimbangkan keamanan dalam setiap ragam operasi.

2.4. Teori Dasar Analisis Prancangan

Rangka dan Cradle terbuat dari aluminum yang dirancang sedemikian rupa sehingga mampu untuk menahan sebagian besar beban yang ada dalam senjata RCWS. Fungsi utama dari rangka dan cradle adalah :

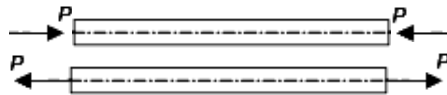
1. Bagian rangka untuk mendukung gaya berat dari senjata RCWS.

2. Bagian rangka untuk menahan torsi dari motor, kopling sentrifugal, aksi percepatan dan perlambatan, dan juga untuk menahan gaya torsi ketika menembak.
3. Bagian cradle sebagai landasan untuk meletakkan senapan.
4. Untuk menahan getaran ketika menembak.

2.4.1 Pembebanan

Pembebanan pada elemen mesin adalah beban (gaya) aksial, gaya geser murni, torsi dan bending. Setiap gaya menghasilkan tegangan pada elemen mesin, dan juga deformasi, artinya perubahan bentuk. Di sini hanya ada 2 jenis tegangan: normal dan geser. Gaya aksial menghasilkan tegangan normal. Torsi dan geser murni, menghasilkan tegangan geser, dan bending menghasilkan tegangan normal dan geser.

Balok pada Gambar 2.5 dibebani tarik sepanjang axis oleh gaya P pada tiap ujungnya. Balok ini mempunyai penampang yang seragam (uniform), dan luas penampang A yang konstan.



Gambar 2.5. gaya aksial pada balok

Tegangan, dua gaya P menghasilkan beban tarik sepanjang axis balok, menghasilkan tegangan normal tarik σ sebesar :

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (2-1)$$

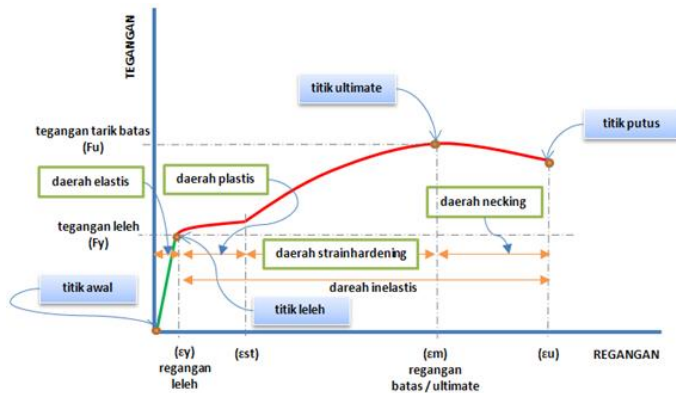
Regangan, gaya aksial pada Gambar 2.5 juga menghasilkan regangan aksial ε

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L} \quad (2-2)$$

dengan δ adalah pertambahan panjang (deformasi) dan L adalah panjang balok.

Diagram tegangan-regangan

Jika tegangan σ diplotkan berlawanan dengan regangan ϵ untuk balok yang dibebani secara aksial, diagram tegangan-regangan untuk material ulet dapat dilihat pada Gambar 2.3, dengan **A** adalah batas proporsional, **B** batas elastis, **D** kekuatan ultimate (maksimum), dan **F** titik patah.

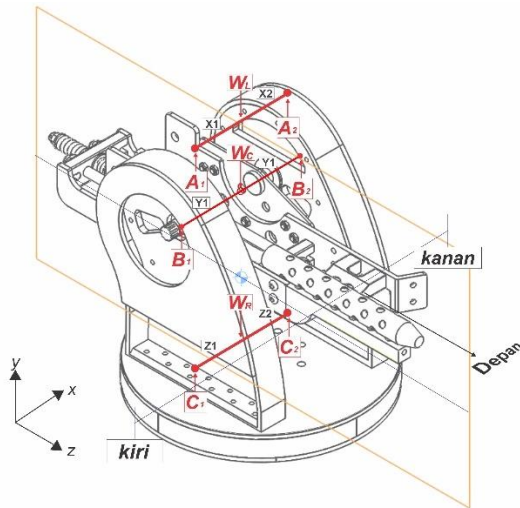


Gambar 2.6. Diagram tegangan-regangan untuk material ulet

Diagram tegangan-regangan adalah linier sampai batas proporsional, dan mempunyai slope (kemiringan) E dinamakan modulus elastisitas. Dalam daerah ini persamaan garis lurus sampai batas proporsional dinamakan hukum Hooke's, dan diberikan oleh Persamaan (2-3):

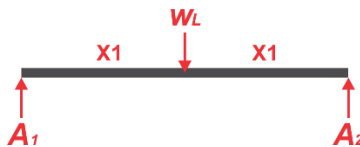
$$\sigma = E\epsilon \quad (2-3)$$

2.4.2. Distribusi beban Statis



Gambar 2.7. Diagram benda bebas

a) Beban distribusi Laras Bagian A1-A2



Gambar 2.8. DBB Bagian A1-A2

$$\sum M A_1 = 0$$

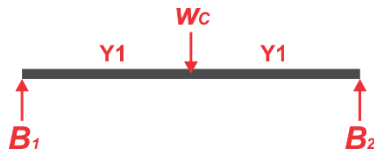
$$W_L \cdot X_1 - A_2 \cdot (X_1 + X_2) = 0$$

$$A_2 = \frac{W_L \cdot X_1}{X_1 + X_2} \quad (\text{N})$$

$$A_1 = A_2 \quad (\text{N})$$

(Karena jarak tumpuannya sama)

**b) Beban distribusi Cradle
Bagian B1-B2**

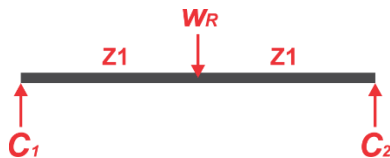


Gambar 2.9. DBB Bagian B1-B2

$$\begin{aligned}\Sigma M_{B_1} &= 0 \\ W_c \cdot Y1 - B_2 \cdot (Y1 + Y2) &= 0 \\ B_2 &= \frac{W_c \cdot Y1}{Y1 + Y2} \quad (\text{N})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}B_1 &= B_2 \quad (\text{N}) \\ (\text{Karena jarak tumpuannya sama})\end{aligned}$$

**c) Beban distribusi Rangka
Bagian C1-C2**



Gambar 2.10. DBB Bagian C1-C2

$$\begin{aligned}\Sigma M_{C_1} &= 0 \\ W_R \cdot Z1 - C_2 \cdot (Z1 + Z2) &= 0 \\ C_2 &= \frac{W_R \cdot Z1}{Z1 + Z2} \quad (\text{N})\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}C_1 &= C_2 \quad (\text{N}) \\ (\text{Karena jarak tumpuannya sama})\end{aligned}$$

2.4.3. Kriteria Kegagalan Material

Dalam suatu rekayasa teknik, merupakan hal yang sangat penting untuk menentukan batasan tegangan yang menyebabkan kegagalan material tersebut. Untuk material yang ulet(*ductile*), kegagalan biasanya ditandai dengan terjadinya luluh(*yielding*) dan jika material getas (*brittle*), di tandai dengan terjadinya patahan [fracture adalah menentukan tegangan utama(*principal stress*) dan tegangan geser(*shear stress*)]

2.4.4. Faktor Keamanan (N)

Definisi umum faktor keamanan adalah rasio antara tegangan maksimum (maximum stress) dengan tegangan kerja (working stress), secara matematis ditulis:

$$\text{Faktor keamanan} = \frac{\text{Maximum stress}}{\text{Working atau design stress}}$$

Untuk material yang ulet seperti baja karbon rendah, faktor keamanan didasarkan pada yield point stress (tegangan titik luluh);

$$\text{Faktor keamanan} = \frac{\text{Yield poin stress}}{\text{Working atau design stress}}$$

Untuk material yang getas seperti besi cor, faktor keamanan didasarkan pada ultimate stress (kekuatan tarik);

$$\text{Faktor keamanan} = \frac{\text{Ultimate stress}}{\text{Working atau design stress}}$$

Hubungan ini bisa juga digunakan untuk material yang ulet. Catatan : rumus di atas untuk faktor keamanan pada **beban statis**.

2.5. Poros

Poros merupakan salah satu bagian yang terpenting dari setiap dari cradle. Fungsinya untuk meneruskan tenaga bersama-sama dengan putaran. Peranan utama dalam transmisi seperti itu dipegang oleh poros.

2.5.1. Perhitungan Poros

Torsi yang terjadi

$$T = \frac{p \cdot 4500}{2} \text{ (Nm)} \quad (2-4)$$

Momen Lentur

$$M = (T_1 + T_1) \cdot 1 \text{ (Nm)} \quad (2-5)$$

Momen Puntir

$$T_c = \sqrt{T^2 + M^2} \quad (2-6)$$

Dengan menghubungkan

$$T_c = \frac{\pi}{16} \cdot f_c \cdot d^3$$

$$d^3 = \frac{16 \cdot T^2}{\pi \cdot f_e} \cdot f_c \cdot d^3 \text{ (mm)}$$

2.5.2. Menghitung Diameter Poros

Tegangan geser maksimum :

$$\tau = \frac{\sigma_B}{(Sf_1 + Sf_2)} \quad (\text{Sularso, 1997 : 8})$$

Diameter Poros :

$$d_p = \left[\frac{5,1}{\tau_{maks}} K_t \cdot C_b \cdot T_t \right]^{\frac{1}{3}} \quad (\text{Sularso, 1997 : 8})$$

Defleksi Puntiran :

$$\vartheta = 584 \frac{T_t \cdot l}{G \cdot d_s^4} \cdot f_c \cdot d^3 \quad (\text{Sularso, 1997 : 8})$$

Kelenturan poros dari pembebanan :

$$y = 3,23 \cdot 10^{-4} \frac{m_t \cdot l_1^2 \cdot l_2^2}{d_4^4 \cdot L} \quad (\text{Sularso, 1997 : 8})$$

2.5.3. Koreksi Kekuatan Poros

$$\tau_{max} = \left(\frac{5,1}{d^3} \right) \cdot \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_1 \cdot M)^2} \quad (\text{Sularso, 1997 : 18})$$

Jika tegangan geser maksimum yang terjadi pada poros lebih kecil dari tegangan ijin bahan poros jadi poros aman.

2.6. Bantalan (*Bearing*)

Bantalan adalah elemen mesin yang menumpu poros berbeban, sehingga putaran atau gerakan bolak-baliknya dapat berlangsung secara halus, aman, dan panjang umur. Bantalan harus cukup kokoh untuk memungkinkan poros serta elemen mesin lainnya bekerja dengan baik. Jika bantalan tidak berfungsi dengan baik maka prestasi seluruh sistem akan menurun atau tidak bekerja secara semestinya.

Dalam Perencanaan ini, bantalan yang digunakan adalah bantalan gelinding. (untuk poros *elevasi* model ball dan dan Azimuth model Roll).

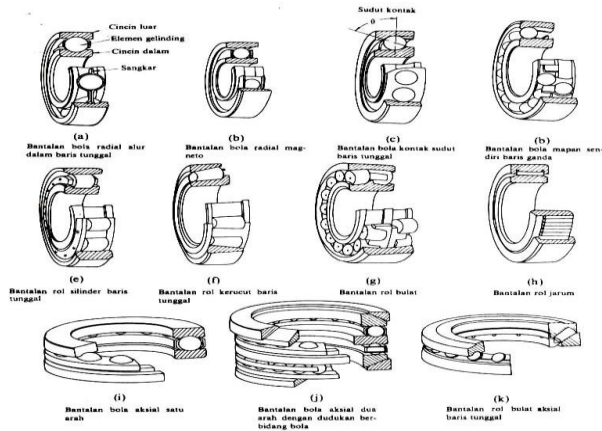
2.6.1. Klasifikasi bantalan gelinding

Pada bantalan ini terjadi gesekan gelinding antara bagian yang berputar dengan yang diam melalui elemen gelinding seperti bola (peluru), rol atau rol jarum dan rol bulat.

- a. Atas dasar arah beban terhadap poros
 - 1 Bantalan radial
Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah tegak lurus sumbu poros.
 - 2 Bantalan aksial
Arah beban yang ditumpu bantalan ini adalah sejajar sumbu poros.
 - 3 Bantalan kombinasi, Bantalan ini dapat menumpu beban yang arahnya sejajar dan tegak lurus sumbu poros.
- b. Atas dasar elemen gelinding
 - Roll
 - Ball

Bantalan gelinding mempunyai keuntungan dari gesekan gelinding yang sangat kecil dibandingkan dengan bantalan luncur. Elemen gelinding seperti bola atau rol, dipasang di antara cincin luar dan cincin dalam. Dengan memutar salah satu cincin tersebut, bola atau rol akan membuat gerakan gelinding sehingga gesekan diantaranya akan jauh lebih kecil. Untuk bola

atau rol, ketelitian tinggi dalam bentuk dan ukuran merupakan keharusan. Karena luas bidang kontak antara bola atau rol dengan cincinnya sangat kecil maka besarnya beban per satuan luas atau tekanannya menjadi sangat tinggi. Dengan demikian bahan yang dipakai harus mempunyai ketahanan dan kekerasan yang tinggi.



Gambar 2.11. Macam bantalan Gelinding

(Sumber : Sularso dan Kiyokatsu, 1997 “Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin”, halaman 106)

2.6.2. Rumus perhitungan bantalan

Mencari beban ekuivalen dinamis bantalan

$$P_r = X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad (\text{Sularso, 1997})$$

Keterangan :

- P_r = Beban ekuivalen dinamis (kg)
- X = Faktor beban radial
- Y = Faktor beban aksial
- F_r = Beban radial (kg)
- F_a = Beban aksial (kg)
- V = Faktor putaran

Menentukan faktor – faktor:

- Faktor putaran $V = 1$, untuk cincin dalam berputar
- Faktor beban radial dan aksial

$$\frac{F_a}{C_a} \quad C_a = \text{Kapasitas nominal dinamis statik (kg)}$$

Dari tabel faktor beban radial dan aksial didapat;

Faktor beban radial X

Faktor beban aksial Y

Maka beban ekuivalen bantalan:

$$P_r = (X.V.F_r) + (Y.F_a)$$

Menghitung faktor kecepatan (f_n)

$$\text{Untuk bantalan bola : } f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{\frac{1}{3}}$$

$$\text{Untuk bantalan rol : } f_n = \left(\frac{33,3}{n} \right)^{\frac{3}{10}}$$

Menghitung factor umur (f_h)

$$\text{kedua bantalan : } f_h = f_n \cdot \frac{C}{P}$$

C = Kapasitas nominal dinamis spesifik (kg)

Umur Nominal (L_h)

$$\text{Untuk bantalan bola, } L_h = 500 \cdot f_h^3 \text{ (Jam)}$$

$$\text{Untuk bantalan roll, } L_h = 500 \cdot f_h^{10/3} \text{ (Jam)}$$

2.7. Mur dan Baut

Baut dan mur merupakan alat pengikat yang sangat penting. Untuk mencegah kecelakaan atau kerusakan pada mesin pemilihan baut dan mur sebagai alat pengikat harus dilakukan dengan seksama untuk mendapatkan ukuran yang sesuai. Untuk menentukan ukuran baut dan mur, berbagai faktor harus diperhatikan seperti sifat gaya yang bekerja pada baut, syarat kerja, kekuatan bahan dan kelas ketelitian.

2.7.1. Rumus Perhitungan Mur

$$q = \frac{W}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot z} \leq q_a \quad (2-7)$$

$$z = \frac{W}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot q_a} \quad (2-8)$$

$$H = Z \cdot P \quad (2-9)$$

Dimana :

h = tinggi profil yang bekerja menahan gaya (mm)

z = jumlah lilitan ulir

d_2 = diameter efektif ulir luar (mm)

W = gaya tarik pada baut (kg)

P = jarak bagi

H = tinggi mur (mm)

Menurut standar $H = (0.8 - 1.8)d$

$$\tau_b = \frac{W}{\pi d_1 k p z}; k \approx 0,84$$

$$\tau_n = \frac{W}{\pi D j p z}; j \approx 0,75$$

Dimana :

τ_b dan $\tau_n < \tau_a$

τ_b = tegangan geser (kg/mm²)

Sumber : (Sularso dan Kiyokatsu, 1997 “Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin”, hal 297)

2.7.2. Rumus Perhitungan Baut

$$\tau_g (ijin) = (0,5 - 0,75) \cdot \sigma \cdot t \left(\frac{N}{mm^2} \right) s \quad (Sularso, 1983)$$

Keterangan :

$\tau_g (ijin)$ = Tegangan Geser ijin (N/mm²)

σ_t = Tegangan Tarik (N/mm²)

Gaya geser yang terjadi pada tiap-tiap baut :

$$\tau_g (ijin) = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot b \cdot n \cdot n_1} \quad (N/mm^2) \quad (Khurmi, 1980)$$

Keterangan :

τ_g (ijin) = Tegangan Geser ijin (N/mm²)

F = gaya pada pengencangan baut (N)

d_1 = diameter baut

b = tebal ulir (mm)

n = jumlah lilitan ulir

n_1 = jumlah baut

Gaya Tarik pada baut :

$$F_i = 1420. d \quad (\text{N}) \quad (\text{Khurmi, 1980})$$

Dengan :

F_i = Gaya Tarik baut (N)

D = diameter luar baut (mm)

Tegangan mulur tiap-tiap baut :

$$\tau. b = \frac{F_i}{(0,24)d^2} \quad (\text{N/mm}^2) \quad (\text{Khurmi, 1980})$$

Dengan :

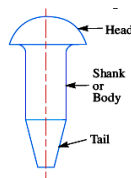
$\tau. b$ = tegangan mulur tiap-tiap baut (N/mm²)

F_i = gaya Tarik pada baut (N)

d = diameter baut (mm)

2.8. Sambungan Keling

Keling (rivet) adalah sebuah batang silinder pendek dengan kepala bulat. Keling digunakan untuk membuat pengikat permanen antara plat-plat seperti dalam pekerjaan struktur, jembatan, dinding tangki dan dinding ketel.



Gambar 2.12. Bagian-bagian keeling

2.8.1. Kekuatan dan Efisiensi Sambungan Keling

Kekuatan sambungan keling didefinisikan sebagai gaya maksimum yang dapat diteruskan tanpa mengakibatkan kegagalan. Kita dapat melihat bagian 4.6 bahwa P_t , P_s dan P_c adalah tarikan yang diperlukan untuk meretakkan plat, menggeser keling dan merusakkan keling.

Efisiensi sambungan keling didefinisikan sebagai rasio kekuatan sambungan keling dengan kekuatan tanpa keling atau plat padat. Kita sudah membahas bahwa kekuatan sambungan keling adalah P_t , P_s dan P_c . Kekuatan tanpa keling per panjang pitch adalah:

$$P = p.t.\sigma_t \quad (2-10)$$

Efisiensi sambungan keling η adalah:

$$\eta = \frac{\text{setidaknya } P_t, P_s \text{ dan } P_c}{p.t.\sigma_t} \quad (2-11)$$

Dimana :

p = Pitch keling,

t = Ketebalan plat, dan

σ_t = Tegangan tarik yang diijinkan dari material plat

2.8.2. Sambungan Keling Untuk Struktur

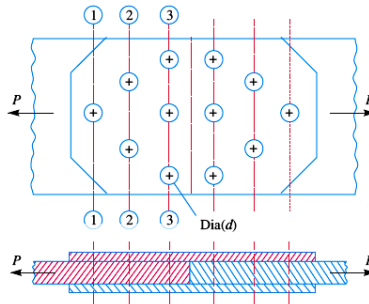
Sambungan keling dikenal sebagai *Lozenge joint* yang digunakan untuk atap, jembatan atau balok penopang dan lain-lain adalah ditunjukkan pada Gambar 2.20. Misalkan :

b = Lebar dari plat,

t = Ketebalan plat, dan

d = Diameter dari lubang keling.

Dalam perancangan *Lozenge joint*, mengikuti prosedur sebagai berikut:



Gambar 2.13. Sambungan Keling untuk struktur)

1. Diameter keling.

Diameter lubang keling diperoleh dengan menggunakan rumus Unwin's, yaitu:

$$d = 6\sqrt{t} \quad (2-12)$$

Tabel 2.2: Ukuran keling untuk sambungan umum, menurut ISO: 1929 – 1982.

Diameter of rivet hole (mm)	13.5	15.5	17.5	19.5	21.5	23.5	25.5	29	32	35	38	41	44	50
Diameter of rivet (mm)	12	14	16	18	20	22	24	27	30	33	36	39	42	48

2. Jumlah keling.

Jumlah keling yang diperlukan untuk sambungan dapat diperoleh dengan tahanan geseran atau tahanan crushing dari keling. Misalkan

P_t = Aksi tarik maksimum pada sambungan. ini adalah tahanan retak dari plat pada bagian luar yang hanya satu keling.

N = Jumlah keling

Karena sambungan adalah double strap butt joint, oleh karena itu dalam double shear (geser). Itu diasumsikan bahwa tahanan

sebuah keling pada double shear adalah 1,75 kali dari pada single shear.

Tahanan geser untuk 1 keling,

$$P_S = 1,75 \cdot \left(\frac{\pi}{4}\right) \cdot d^2 \cdot \tau$$

dan tahanan crushing untuk 1 keling,

$$P_C = d \cdot t \cdot \sigma_c$$

Jumlah keling untuk sambungan,

$$n = \frac{P_t}{P_S \text{ atau } P_C} \quad (2-13)$$

3. Ketebalan butt strap (plat pengikat ujung/penutup)

Ketebalan butt strap,

$$t_1 = 1,25t, \text{ untuk cover strap tunggal}$$

$$= 0,75t, \text{ untuk cover strap ganda (double)}$$

4. Efisiensi sambungan

Hitung tahanan-tahanan sepanjang potongan 1-1, 2-2, dan 3-3. Pada potongan 1-1, di sini hanya 1 lubang keling. Jadi tahanan retak dari sambungan sepanjang 1-1 adalah:

$$P_{t1} = (b - d) \cdot t \cdot \sigma_t$$

Tahanan retak dari sambungan sepanjang 2-2 adalah:

$$P_{t2} = (b - 2d) \cdot t \cdot \sigma_t + \text{kekuatan satu keeling didepan potongan 2 - 2}$$

(Untuk keretakan plat pada potongan 2-2, keling di bagian depan potongan 2-2 yaitu pada potongan 1-1 harus yang pertama patah).

Dengan cara yang sama pada potongan 3-3 di sini ada 3 lubang keling. Tahanan retak dari sambungan sepanjang 3-3 adalah:

$$P_{t3} = (b - 3d) \cdot t \cdot \sigma_t + \text{kekuatan satu keling didepan potongan 3 - 3}$$

Nilai dari P_{t1} , P_{t2} , P_{t3} , P_S atau P_C adalah kekuatan sambungan.

Kita mengetahui bahwa kekuatan plat tanpa keling adalah:

$$P = b \cdot t \cdot \sigma_t$$

Efisiensi sambungan,

$$\eta = \frac{P_{t1}, P_{t2}, P_{t3}, P_s \text{ atau } P_c}{P}$$

Catatan: Tegangan yang diijinkan dalam sambungan struktur adalah lebih besar dari pada yang digunakan dalam desain pressure vessel. Nilai berikut biasa dipakai.

Untuk plat dalam tarikan = 140 Mpa

Untuk keling dalam geser = 105 Mpa

Untuk crushing dari keling dan

Plat Geser tunggal = 224 Mpa

Geser ganda = 280 Mpa

5. Pitch dari keling diperoleh dengan menyamakan kekuatan tarik sambungan dan kekuatan geser keling. Tabel berikut menunjukkan nilai pitch menurut Rotscher.

Tabel 2.3 : Pitch dari keling untuk sambungan struktur

Thickness of plate (mm)	Diameter of rivet hole (mm)	Diameter of rivet (mm)	Pitch of rivet $p = 3d + 5mm$	Marginal pitch (mm)
2	8.4	8	29	16
3	9.5	9	32	17
4	11	10	35	17
5-6	13	12	38	18
6-8	15	14	47	21
8-12	17	16	56	25
11-15	21	20	65	30

6. Pitch terkecil (m) harus lebih besar dari pada 1,5d

7. Jarak antara baris dari keling adalah 2,5d sampai 3d.

2.9. Sambungan Las (Welding Joint)

Sambungan las adalah sebuah sambungan permanen yang diperoleh dengan peleburan sisi dua bagian yang

disambung bersamaan, dengan atau tanpa tekanan dan bahan pengisi. Panas yang dibutuhkan untuk peleburan bahan diperoleh dengan pembakaran gas (untuk pengelasan gas) atau bunga api listrik (untuk las listrik).

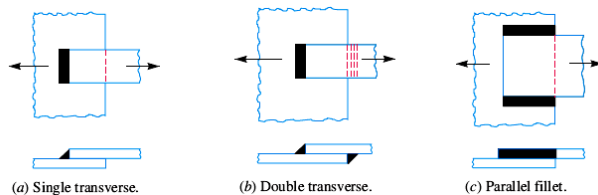
Pengelasan secara intensif digunakan dalam fabrikasi sebagai metode alternatif untuk pengecoran atau forging (tempa) dan sebagai pengganti sambungan baut dan keling. Sambungan las juga digunakan sebagai media perbaikan misalnya untuk menyatukan logam akibat crack (retak), untuk menambah luka kecil yang patah seperti gigi gear.

2.9.1. Jenis Sambungan Las

Ada dua jenis sambungan las, yaitu:

1. Lap joint atau fillet joint

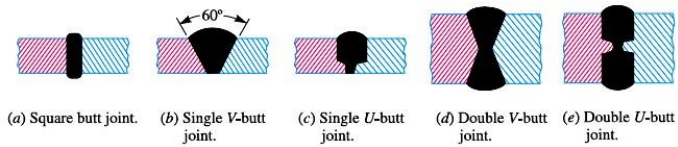
Sambungan ini diperoleh dengan pelapisan plat dan kemudian mengelas sisi dari plat- plat. Bagian penampang fillet (sambungan las tipis) mendekati triangular (bentuk segitiga). Sambungan fillet bentuknya seperti pada Gambar 2.21 (a), (b), dan (c).



Gambar 2.14. Sambungan las jenis lap Joint

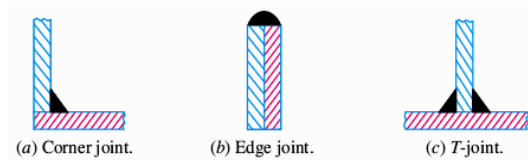
2. Butt joint.

Butt joint diperoleh dengan menempatkan sisi plat seperti ditunjukkan pada Gambar 2.22 Dalam pengelasan butt, sisi plat tidak memerlukan kemiringan jika ketebalan plat kurang dari 5 mm. Jika tebal plat adalah 5 mm sampai 12,5 mm, maka sisi yang dimiringkan berbentuk alur V atau U pada kedua sisi.



Gambar 2.15. Sambungan las butt joint

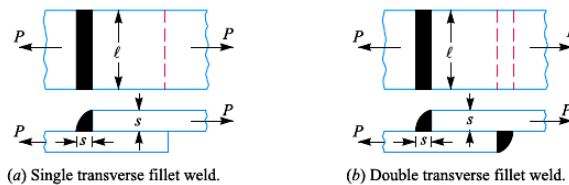
Jenis lain sambungan las dapat dilihat pada Gambar 2.23 di bawah ini.



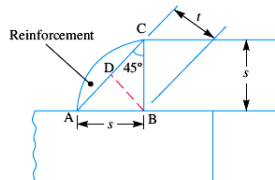
Gambar 2.16. Sambungan las tipe lain

2.9.2. Kekuatan Sambungan Las Fillet melintang

Lap joint (sambungan las fillet melintang) dirancang untuk kekuatan tarik, seperti pada Gambar 2.24 (a) dan (b).



Gambar 2.17. (a) fillet joint



Gambar 2.18. Skema dan dimensi bagian sambungan las

Untuk menentukan kekuatan sambungan las, diasumsikan bahwa bagian fillet adalah segitiga ABC dengan sisi miring AC seperti terlihat pada Gambar 2.25. Panjang setiap sisi diketahui sebagai *ukuran las* dan jarak tegak lurus kemiringan BD adalah *tebal leher*. Luas minimum las diperoleh pada leher BD, yang diberikan dengan hasil dari tebal leher dan panjang las.

Misalkan t = Tebal leher (BD).
 s = Ukuran las = Tebal plat,
 l = Panjang las,

Dari Gambar 5.5, kita temukan ketebalan leher adalah:

$$t = s \cdot \sin 45^\circ = 0,707 \cdot s$$

Luas minimum las atau luas leher adalah:

$$A = t \cdot l = 0,707 \cdot s \cdot l \quad (2-14)$$

Jika σ_t adalah tegangan tarik yang diijinkan untuk las logam, kemudian kekuatan tarik sambungan untuk las fillet tunggal (single fillet weld) adalah:

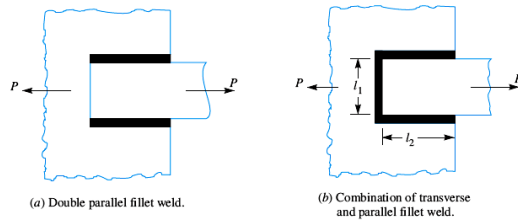
$$P = 0,707 \cdot s \cdot l \cdot \sigma_t \quad (2.15)$$

dan kekuatan tarik sambungan las fillet ganda (double fillet weld) adalah:

$$P = 2 \cdot 0,707 \cdot s \cdot l \cdot \sigma_t = 1,414 \cdot s \cdot l \cdot \sigma_t \quad (2-16)$$

2.9.3. Kekuatan Sambungan Las Fillet Sejajar

Sambungan las fillet sejajar dirancang untuk kekuatan geser seperti terlihat pada Gambar 2.26. Luas minimum las atau luas leher : $A = 0,707 \cdot s \cdot l$



Gambar 2.19. Sambungan las fillet sejajar dan kombinasu

Jika τ adalah tegangan geser yang diijinkan untuk logam las, kemudian kekuatan geser dari sambungan untuk single parallel fillet weld (las fillet sejajar tunggal),

$$P = 0,707.s.l.\tau \quad (2-17)$$

dan kekuatan geser sambungan untuk double paralel fillet weld,

$$P = 2.0,707.s.l.\tau = 1,414.s.l.\tau \quad (2-18)$$

Catatan:

1. Jika sambungan las adalah kombinasi dari las fillet sejajar ganda dan melintang tunggal seperti Gambar 5.6 (b), kemudian kekuatan sambungan las adalah dengan menjumlahkan kedua kekuatan sambungan las, yaitu;

$$P = 0,707.s.l_1.\sigma_t + 1,414.s.l_2.\tau \quad (2-19)$$

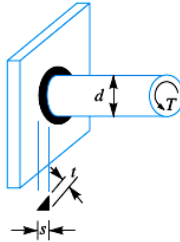
dimana l_1 adalah lebar plat.

2. Untuk memperkuat las fillet, dimensi leher adalah $0,85.t$.

2.9.4. Kasus Khusus Sambungan Las Fillet

Kasus berikut dari sambungan las fillet adalah penting untuk diperhatikan:

1. **Las fillet melingkar yang dikenai torsi.** Perhatikan batang silinder yang dihubungkan ke plat kaku dengan las fillet seperti pada Gambar 2.27.



Gambar 2.20. Las fillet melingkar yang dikenai torsi

Dimana :

d = Diameter batang,

r = Radius batang,

T = Torsi yang bekerja pada batang,

s = Ukuran las,

t = Tebal leher,

J = Momen inersia polar dari bagian las $= \pi \cdot t \cdot d^3 / 4$

Kita mengetahui bahwa tegangan geser untuk material adalah:

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J} = \frac{T \cdot d/2}{J} = \frac{T \cdot d/2}{\pi \cdot t \cdot d^3 / 4} = \frac{2 \cdot T}{\pi \cdot t \cdot d^2} \text{ dimana } \left(\therefore \frac{T}{J} = \frac{\tau}{r} \right)$$

Tegangan geser terjadi pada bidang horisontal sepanjang las fillet. Geser maksimum terjadi pada leher las dengan sudut 45° dari bidang horisontal

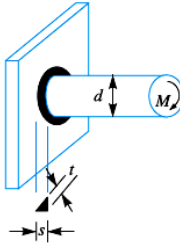
Panjang leher $t \cdot \sin 45^\circ = 0.707s$

dan tegangan geser maksimum adalah:

$$\tau_{max} = \frac{2 \cdot T}{\pi \cdot 0.707 \cdot s \cdot d^2} = \frac{2.83 \cdot T}{\pi \cdot s \cdot d^2} \quad (2-20)$$

2. Las fillet melingkar yang dikenai momen bending.

Perhatikan batang silinder yang dihubungkan ke plat kaku dengan las fillet seperti pada Gambar 2.28.



Gambar 2.21. Las fillet melingkar yang dikenai momen bending

Dimana :

d = Diameter batang,

M = Momen bending pada batang,

s = Ukuran las,

t = Tebal leher,

Z = Section modulus dari bagian las = $\pi \cdot t \cdot d^2 / 4$

Kita mengetahui bahwa momen bending adalah:

$$\sigma = \frac{M}{Z} = \frac{M}{\pi \cdot t \cdot d^2 / 4} = \frac{4 \cdot T}{\pi \cdot t \cdot d^2}$$

Tegangan bending terjadi pada bidang horisontal sepanjang las fillet. Tegangan bending maksimum terjadi pada leher las dengan sudut 45° dari bidang horisontal.

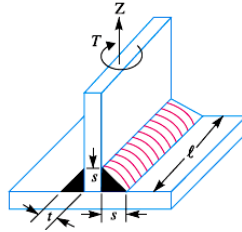
Panjang leher $t \cdot \sin 45^\circ = 0.707s$

dan tegangan bending maksimum adalah:

$$\sigma_{b(\max)} = \frac{4M}{\pi \cdot 0.707s \cdot d^2} = \frac{5.66M}{\pi s d^2} \quad (2-21)$$

3. Las fillet memanjang yang dikenai beban torsi.

Perhatikan plat vertikal dilas ke plat horisontal dengan dua las fillet seperti pada Gambar 5.9.



Gambar 2.22. Las fillet memanjang yang dikenai beban torsi

Dimana :

T = Torsi yang bekerja pada plat vertikal,

l = Panjang las,

s = Ukuran las,

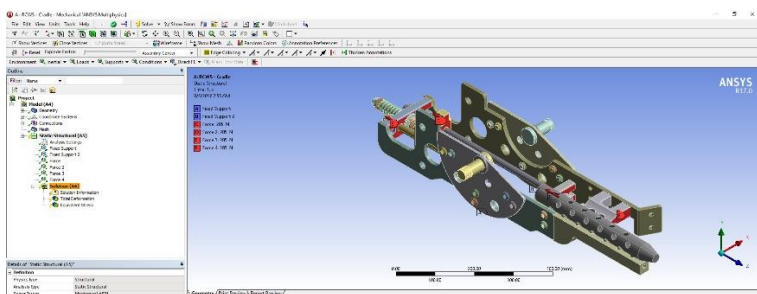
t = Tebal leher

J = Momen inersia polar dari bagian las

$$= 2 \left(\frac{t \times l^2}{12} \right) = \left(\frac{t \times l^2}{6} \right) \quad (\text{untuk 2 sisi})$$

2.10. Metode Elemen Hingga

Metode elemen hingga (*Finite element method*) adalah sebuah metode penyelesaian permasalahan teknik yang menggunakan pendekatan dengan membagi-bagi (diskretisasi) benda yang akan dianalisa kedalam bentuk elemen-elemen yang berhingga yang saling berkaitan satu sama lain.



Gambar 2.23. Software ANSYS 17.0 pada tampilan *structural static*

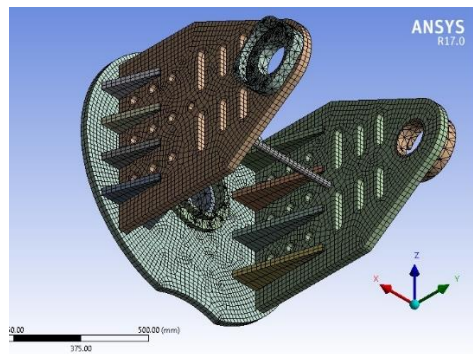
Permasalahan teknik biasanya mendekati dengan sebuah model matematik yang berbentuk persamaan *differential*. Setiap model matematik tersebut memiliki persamaan-persamaan matematik lainnya yang ditentukan berdasarkan asumsi dan kondisi aktual yang disebut kondisi batas (*boundary condition*).

2.10.1 *Property of Material*

Prosedur pemilihan material yang sesuai dengan kondisi sebenarnya merupakan salah satu bagian dari aktifitas perancangan suatu struktur. Pemilihan material ini harus mempertimbangkan kriteria dari material yang akan digunakan sesuai dengan kebutuhan struktur.

2.10.2. *Meshing*

Pembagian model menjadi elemen-elemen yang lebih kecil biasa disebut dengan proses *meshing*. *Meshing* ini biasa dilakukan sebelum menentukan *boundary condition* dari sebuah rencana analisa. Semakin kecil nilai *meshing* semakin kecil pula pembagian elemen pada model sehingga hasilnya semakin akurat dan sebaliknya untuk nilai *meshing* yang semakin besar maka pembagian elemen pada model hasilnya kurang akurat.

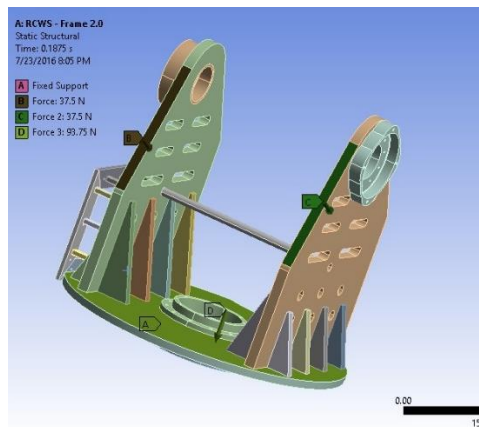


Gambar 2.24. Hasil Meshing

Meshing adalah bagian penting dari analisa. Karena apabila tidak mendekati *meshing* buruk, maka akan menghasilkan hasil yang berbeda atau tidak mendekati kondisi aktualnya. Kualitas *meshing* bisa 0.4, dikatakan sedang jika mempunyai nilai rata-rata 0.5-0.7, dan dikatakan jelek jika mempunyai nilai rata-rata 0.8-1.0. *Meshing* merupakan representasi dari metode elemen hingga.

2.10.3. *Boundary Condition*

Boundary condition merupakan batas kondisi atau batasan-batasan yang digunakan pada suatu simulasi. *Boundary condition* pada analisa statis, ditentukan beban-beban yang bekerja pada geometri dan tumpuan apa saja yang akan digunakan pada geometri tersebut. *Boundary condition* sama penting halnya dengan *meshing*, karena *boundary condition* menentukan hasil dari simulasi.



Gambar 2.25. Hasil *Boundary condition*

BAB III

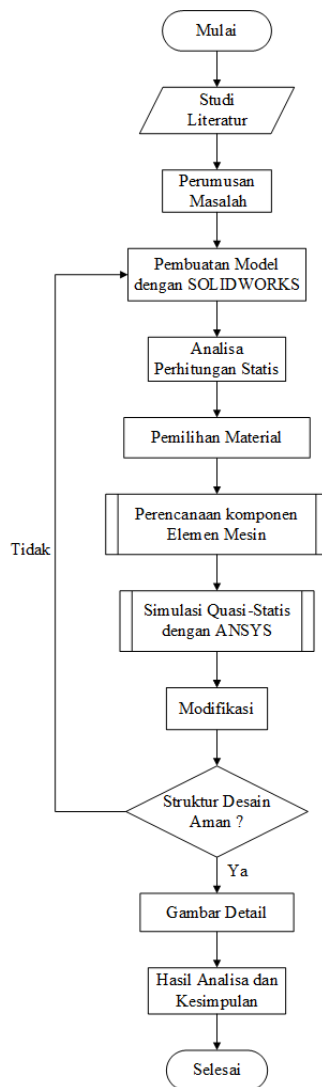
METODOLOGI PENELITIAN

3.1. Spesifikasi Teknis RCWS Kaliber 12,7 mm

- ⊕ RCWS drive in traverse and elevation : *electrical*
 - Elevation : -10 °s.d. +60°
 - Azimuth/Rotation : 360°
 - Operation : *Automatic and Manually*
- ⊕ Senapan Mesin Berat (SMB)-1.
 - Caliber : 12.7 mm
 - Weapon weight : 9,84 kg
 - Weapon length : 1626 mm
 - Rifling : 8 grooves. rh. 1 turn in 381mm
- ⊕ Maximum range of firing:
 - Against aerial targets : ~ 1,500 m
 - Against ground targets : ~ 2,000 m
- ⊕ Recoiling Force : 1140 N
- ⊕ Kecepatan max azimuth : 30 rpm
- ⊕ Kecepatan max elevasi : 25 rpm
- ⊕ Sighting Devices
 - Day channel : Telescopic sight with CCD TV camera
High resolution CCD TV camera
 - Night channel : Thermal imaging camera
 - Laser channel : Eye safe laser rangefinder
- ⊕ Aplikasi RCWS 12.7 mm
 - Panzer Anoa 6x6
 - Kendaraan Taktis Komodo 4x4
Armoured Personnel Carrier (APC)
 - Stewart Platform

(Sumber : User, 2015)

3.2. Diagram Alir Penelitian Secara Umum



Gambar 3.1. Diagram Alir Penelitian Secara Umum

3.2.1. Penjelasan Diagram Alir Perencanaan

Penelitian Desain konstruksi rangka dan cradle dilakukan berdasarkan tahapan-tahapan sebagai berikut:

3.2.1.1. Studi Literatur

Pada tahap ini dilakukan mengambail berbagai bentuk *RCWS* yang sudah ada dan mencari informasi berbagai sumber di internet.

3.2.1.2. Perumusan Masalah

Pada tahap ini menentukan perumusan masalah untuk sebagai pertimbangan dan acuan untuk memperoleh hasil desain sesuai dan aman.

3.2.1.3. Pembuatan Model dengan software CAD

Pada tahap ini, pembuatan model 3D di *software CAD SOLIDWORK versi 2017* dengan detail dari per *part* lalu di *assembly* setelah itu *explode* desain dan *drawing detail*.

3.2.1.4. Analisa Perhitungan Statis

Pada tahap ini, Pada tahapan ini dilakukan analisa secara teoritis mengenai struktur mekanik rangka dan cradle. Pertama adalah menghitung gaya - gaya yang akan diterima oleh rangka dan cradle. Gaya maksimum yang akan diterima oleh rangka dan cradle akan digunakan sebagai dasar perancangan struktur mekanik. Perhitungan tersebut juga digunakan sebagai dasar perencanaan elemen mesin.

3.2.1.5. Pemilihan Material

Pada tahap ini, pemilihan material ditentukan dengan spesifikasi ringan dan mudah diproduksi, material yang dipakai yaitu Alumunium alloy 2014-T6. Penentuan material ini dipilih berdasarkan referensi dari *user* terkait.

3.2.1.6. Perencanaan Komponen elemen Mesin

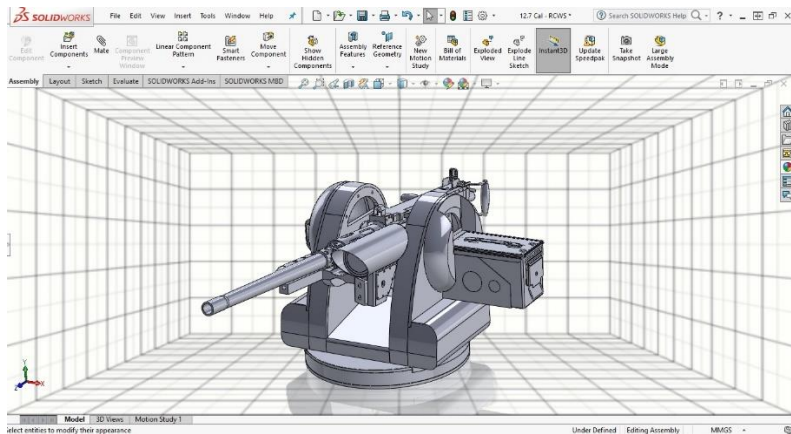
Pada tahap ini dilakukan perencanaan elemen mesin dengan harapan aman untuk digunakan. berikut komponen – komponen perancangan terdiri dari : Poros, keling, baut, bantalan dan las.

3.2.1.7. Pengujian Kekuatan Quasi-Statik

Pada tahap ini hasil dari desain yang sudah direncanakan di simulasikan motode elmen hingga dengan software *ANSYS versi 17.0 pada static structural dan akan didapatkan hasil tegangan, regangan dan total deformasi.*

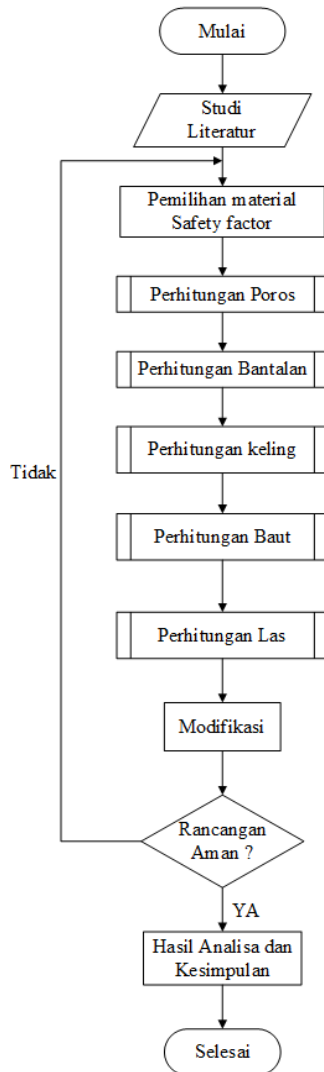
3.2.1.8. Pembuatan Laporan

Pada tahap ini merupakan ujung dari perancangan *RCWS* kaliber 12,7 mm, dengan menarik kesimpulan semua data laporan tentang desain konstruksi rangka dan cradle dan hasil pengujian yang telah dilakukan.



Gambar 3.3. Desain RCWS 12,7mm di Software CAD SOLIDWORK 2017

3.3. Diagram Alir Perencanaan Komponen Elemen Mesin

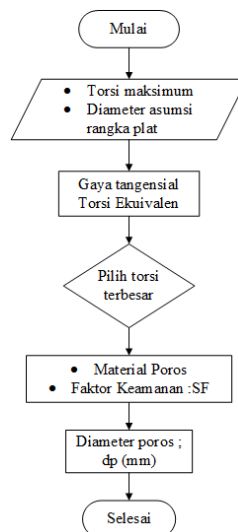


Gambar 3.4. Diagram Alir Perencanaan Komponen Elemen Mesin

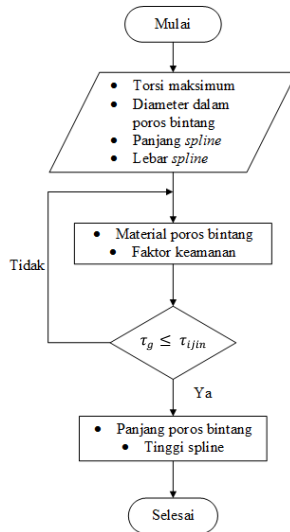
3.3.1. Penjelasan Perencanaan Komponen Elemen Mesin

- a. Mengetahui data spesifikasi data perhitungan analisa statis rangka dan cradle serta material dan safety factor.
- b. Perencanaan Poros untuk *elevasi dan Azimuth* yaitu poros utama dan poros bintang. Dengan diperoleh hasil diameter poros minimum untuk poros utama dan panjang poros serta tinggi spline untuk poros bintang.
- c. Perencanaan bantalan atau *bearing* akan didapatkan hasil diameter dalam dan luar bantalan serta lebar.
- d. Perencanaan keling, dengan diketahui tebal pelat dua penghubung dan jumlah keling maka akan didapatkan hasil diameter keeling.
- e. Perencanaan Baut, dengan didapatkan gaya pada tiap baut maka didapatkan hasil diameter baut.
- f. Perencanaan Las akan didapatkan hasil tebal atau lebar pengelasan.

3.3.1.1. Diagram alir Perencanaan Poros

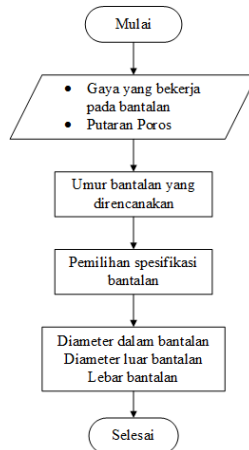


Gambar 3.5. Diagram Alir Perencanaan Poros Utama



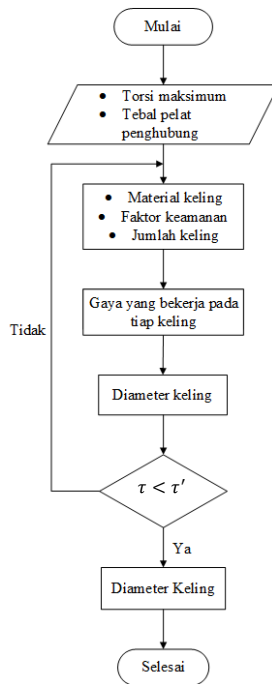
Gambar 3.6. Diagram Alir Perencanaan Poros Bintang

3.3.1.2. Diagram alir Perencanaan Bantalan



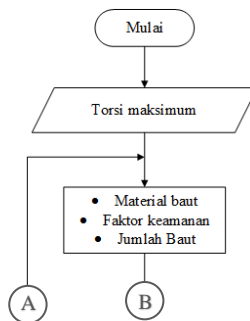
Gambar 3.7. Diagram Alir Perencanaan Bantalan

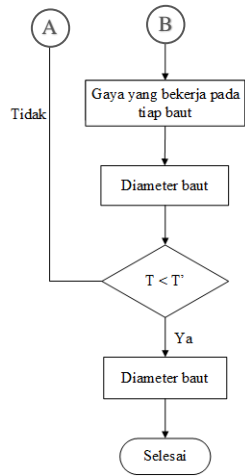
3.3.1.3. Diagram alir Perencanaan Keling



Gambar 3.8. Diagram Alir Perencanaan Keling

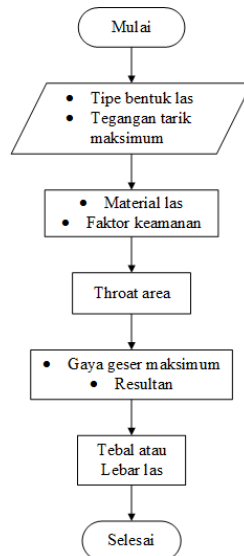
3.3.1.4. Diagram alir Perencanaan Baut





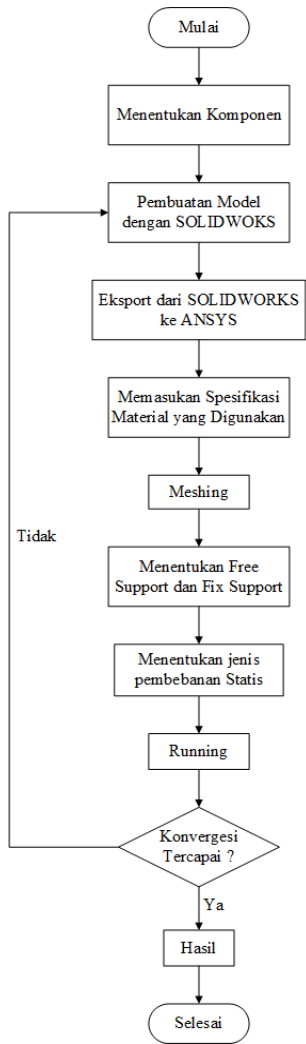
Gambar 3.9. Diagram Alir Perencanaan Baut

3.3.1.5. Diagram alir Perencanaan Las



Gambar 3.10. Diagram Alir Perencanaan Las

3.4. Diagram Alir Simulasi Quasi-Statis dengan ANSYS



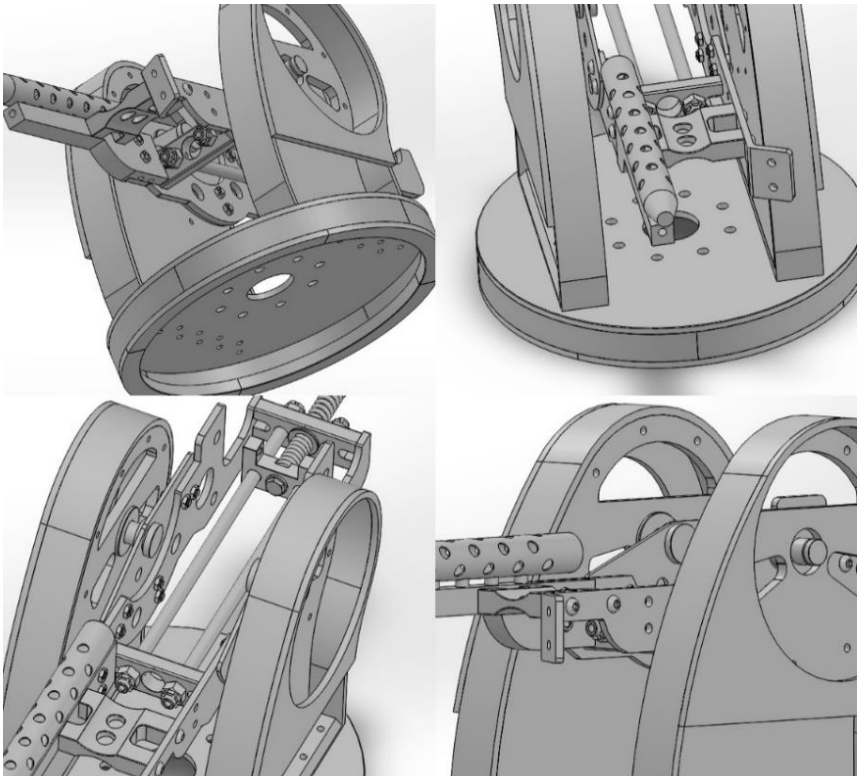
Gambar 3.11. Diagram alir penelitian simulasi quasy-statis

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

BAB IV HASIL DAN ANALISA

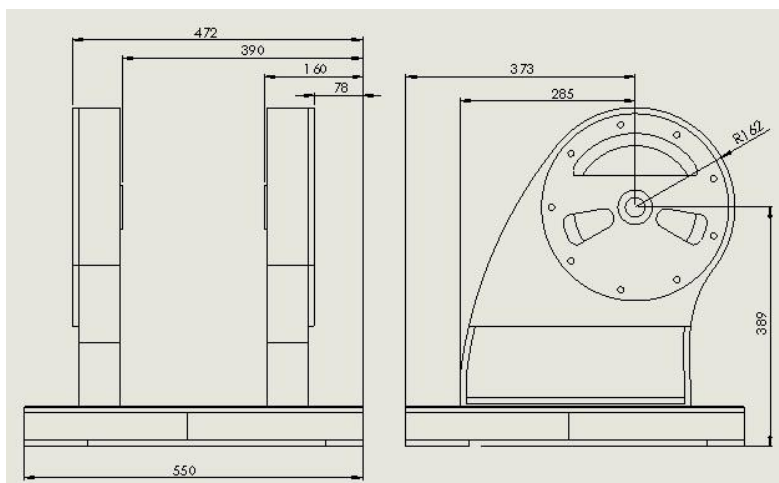
4.1. Desain RCWS kaliber 12,7 mm

Dalam perencanaan desain rangka dan cradle *RCWS kaliber 12.,7 mm* dilakukan pemodelan desain dengan *software solidworks 2016*. Berikut pemodelan desain rangka dan cradle :

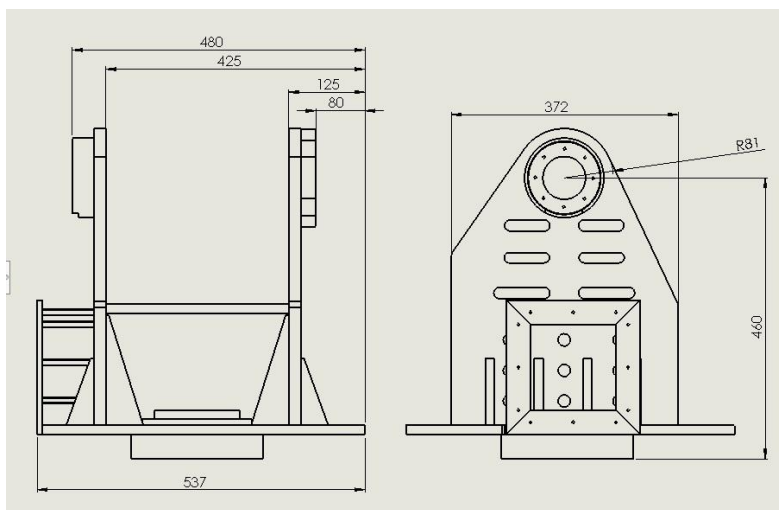


Gambar 4.1. Desain Rangka dan Cradle

4.1.1. Desain Bagian Rangka

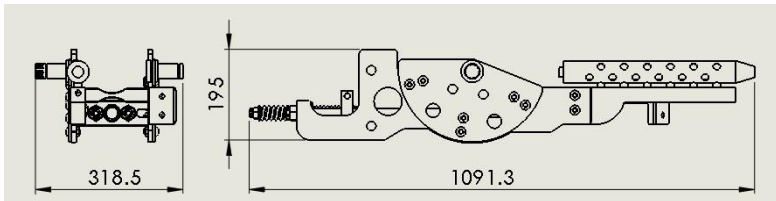


Gambar 4.2. Alternatif Desain Rangka 1.0



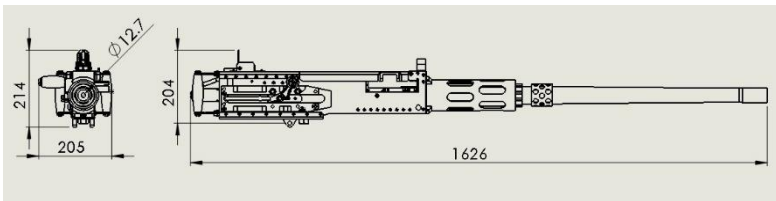
Gambar 4.3. Desain Rangka Alternatif 2.0

4.1.2. Desain Bagian Cradle



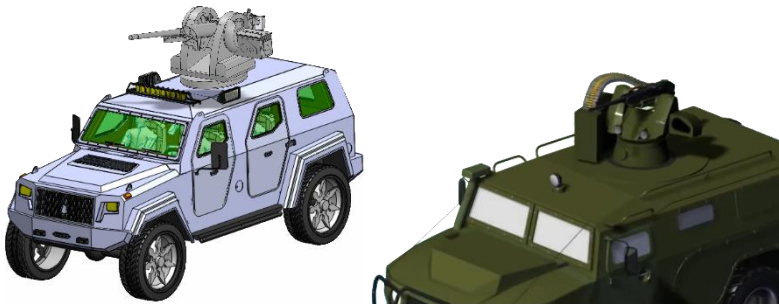
Gambar 4.4. Desain Cradle

4.1.3. Desain Laras

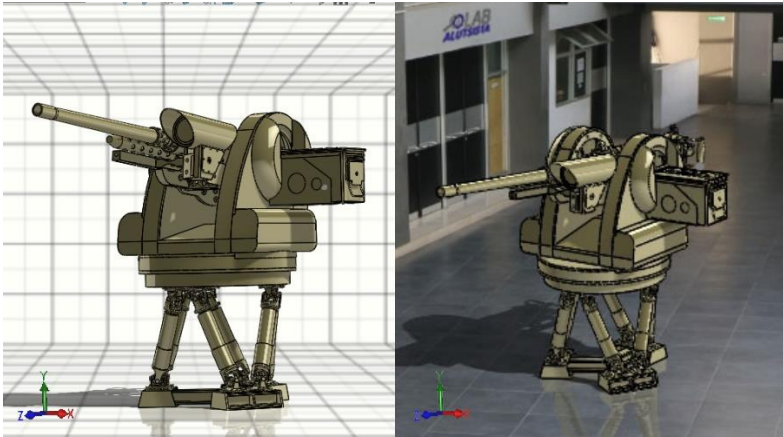


Gambar 4.5. Desain Laras

4.1.4. Aplikasi RCWS Kaliber 12,7 mm



Gambar 4.6. Senjata RCWS di Instal pada Kendaraan APC



Gambar 4.7. Senjata RCWS diinstal pada Hexapod

4.2. Analisa Titik Berat

Langkah pertama ketika ingin mengetahui titik berat suatu benda, kita harus mencari luasan bidang tersebut dan menentukan titik X_0 , Y_0 dan Z_0 . Apabila dalam suatu bidang mempunyai bentuk yang rumit atau tidak simetris maka bentuk gambar disederhanakan dan membagi bidang menjadi beberapa bagian luasan untuk mempermudah dalam proses penghitungan luasan bidang tersebut.

Untuk menentukan titik berat suatu benda menggunakan rumus sebagai berikut :

Untuk sumbu X ;

$$X_o = \frac{\sum A_n X_n}{\sum A_n}$$

Untuk sumbu Z ;

$$Y_o = \frac{\sum A_n Y_n}{\sum A_n}$$

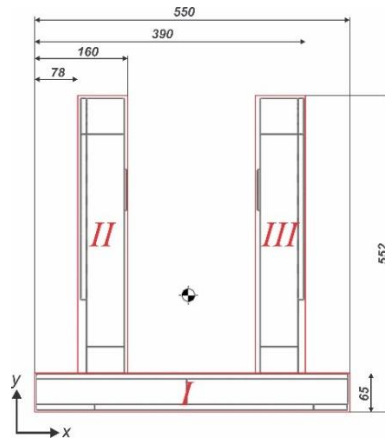
Dimana :

X_0 = Absis (mm)

Y_0 = Ordinat (mm)

A_0 = Luasan bidang (mm^2)

4.2.1. Titik berat pada *Rangka 1.0*



Gambar 4.8. Titik berat pada *Rangka 1.0*

Dimensi Bidang I sama dengan Bidang II,

- Bidang I :

$$X_1 = \frac{550}{2} = 275 \text{ mm}$$

$$Y_1 = \frac{65}{2} = 32,5 \text{ mm}$$

$$A_1 = 65 \cdot 550 = 35750 \text{ mm}^2$$

- Bidang II :

$$X_2 = \left(\frac{160-78}{2} \right) + 78 = 119 \text{ mm}$$

$$Y_2 = \frac{(552-65)}{2} = 243,5 \text{ mm}$$

$$A_2 = (160-78) \cdot (552-65) = 39934 \text{ mm}^2$$

- Bidang III :

$$X_3 = 390 - \left(\frac{82}{2} \right) = 349 \text{ mm}$$

$$Y_3 = \frac{(552-65)}{2} = 243,5 \text{ mm}$$

$$A_3 = 82 \cdot (552-65) = 39934 \text{ mm}^2$$

Maka nilai X_0 dan Y_0 pada **Rangka 1.0** adalah

$$X_o = \frac{A_1X_1 + A_2X_2 + A_3X_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$X_o = \frac{35750.275 + 39934.119 + 39934.349}{35750 + 39934 + 39934}$$

$$X_o = \frac{981750 + 7946866 + 13936966}{115618}$$

$$X_o = 120,54 \text{ mm}$$

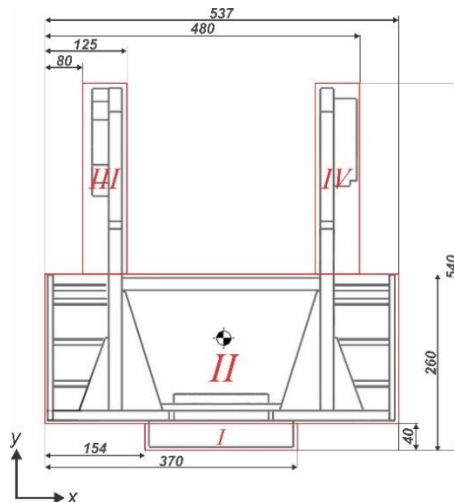
$$Y_o = \frac{A_1Y_1 + A_2Y_2 + A_3Y_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$Y_o = \frac{35750.32,5 + 39934.243,5 + 39934.243,5}{35750 + 39934 + 39934}$$

$$Y_o = \frac{1161875 + 9723929 + 9723929}{115618}$$

$$Y_o = 178,26 \text{ mm}$$

4.2.2. Titik berat pada Rangka 2.0



Gambar 4.9. Titik berat pada Rangka 2.0

Dimensi Bidang III sama dengan Bidang IV,

- Bidang I :

$$X_1 = \frac{(370-154)}{2} + 154 = 262 \text{ mm}$$

$$Y_1 = \frac{40}{2} = 20 \text{ mm}$$

$$A_1 = 216.40 = 8640 \text{ mm}^2$$

- Bidang II :

$$X_2 = \frac{537}{2} = 119 \text{ mm}$$

$$Y_2 = \frac{(260-40)}{2} + 40 = 150 \text{ mm}$$

$$A_2 = 537.(260-40) = 118140 \text{ mm}^2$$

- Bidang III :

$$X_3 = \frac{(125-80)}{2} + 80 = 102,5 \text{ mm}$$

$$Y_3 = \frac{(540-260)}{2} + 260 = 400 \text{ mm}$$

$$A_3 = (125-80).(540-260) = 126000 \text{ mm}^2$$

- Bidang IV :

$$X_4 = 480 - \frac{(125-80)}{2} = 457,5 \text{ mm}$$

$$Y_4 = \frac{(540-260)}{2} + 260 = 400 \text{ mm}$$

$$A_4 = (125-80).(540-260) = 126000 \text{ mm}^2$$

Maka nilai X_0 dan Y_0 pada seluruh bidang **Rangka 2.0** adalah

$$X_o = \frac{A_1 X_1 + A_2 X_2 + A_3 X_3 + A_4 X_4}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4}$$

$$X_o = \frac{8640.262 + 118140.119 + 126000.102,5 + 126000.457,5}{8640 + 118140 + 126000 + 126000}$$

$$X_o = \frac{2263680 + 14058660 + 12915000 + 57645000}{252000}$$

$$X_o = 167,27 \text{ mm}$$

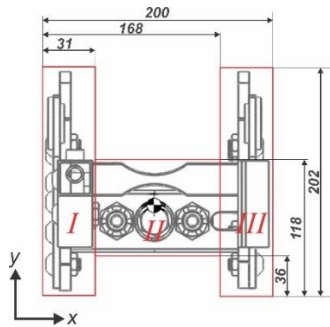
$$Y_o = \frac{A_1 Y_1 + A_2 Y_2 + A_3 Y_3 + A_4 Y_4}{A_1 + A_2 + A_3 + A_4}$$

$$Y_o = \frac{8640.20 + 118140.150 + 126000.400 + 126000.400}{8640 + 118140 + 126000 + 126000}$$

$$Y_o = \frac{172800 + 17721000 + 50400000 + 50400000}{252000}$$

$$Y_o = 344,7 \text{ mm}$$

4.2.3. Titik berat pada Cradle



Gambar 4.10. Titik berat pada Cradle

Dimensi Bidang I sama dengan Bidang III,

- Bidang I :

$$X_1 = \frac{31}{2} = 15,5 \text{ mm}$$

$$Y_1 = \frac{202}{2} = 101 \text{ mm}$$

$$A_1 = 31.202 = 6262 \text{ mm}^2$$

- Bidang II :

$$X_2 = \left(\frac{31}{2}\right) + 168 = 183,5 \text{ mm}$$

$$Y_2 = \frac{(116-36)}{2} + 36 = 76 \text{ mm}$$

$$A_2 = (168-31).(116-36) = 10960 \text{ mm}^2$$

- Bidang III :

$$X_3 = \left(\frac{200-168}{2}\right) + 168 = 184 \text{ mm}$$

$$Y_3 = \frac{(116-36)}{2} + 36 = 76 \text{ mm}$$

$$A_3 = 82 \cdot (552-65) = 39934 \text{ mm}^2$$

Maka nilai X_0 dan Y_0 pada **Rangka 1.0** adalah

$$X_o = \frac{A_1 X_1 + A_2 X_2 + A_3 X_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$X_o = \frac{6262.15,5 + 10960.183,5 + 39934.184}{6262 + 10960 + 39934}$$

$$X_o = \frac{97061 + 2011160 + 7347856}{57256}$$

$$X_o = 165,4 \text{ mm}$$

$$Y_o = \frac{A_1 Y_1 + A_2 Y_2 + A_3 Y_3}{A_1 + A_2 + A_3}$$

$$Y_o = \frac{6262.101 + 10960.76 + 39934.76}{35750 + 39934 + 39934}$$

$$Y_o = \frac{632462 + 832960 + 3034984}{57256}$$

$$Y_o = 78,6 \text{ mm}$$

4.3. Analias Perhitungan Statis

Pada analisis dari beban statis, berikut penunjang data teknis adalah :

- Material = Alumunium alloy 2014-T6
- Rangka (W_R) = 28,8 kg
- Cradle (W_C) = 8,5 kg
- Laras (W_L) = 9,8 kg
- Percepatan grafitasi, g = 9,80665 m/s^2
- $Q = W_C + W_L$ = 18,3 kg \approx 179,5 N

$$\begin{aligned}\Sigma M a &= 0 \\ b_v \cdot ab - Q \cdot aQ &= 0 \\ b_v &= \frac{(179,5) \cdot 1,598}{3,19} \\ b_v &= \frac{286,841}{3,19} \\ b_v &= 89,918 \text{ N}\end{aligned}$$

Didapatkan masing masing tumpuan $a_v=89,581 \text{ N}$ dan $b_v= 89,918 \text{ N}$. langkah selanjutnya mencari momen terbesar dari distribusi beban cradle

- **Momen dititik c :**

$$\begin{aligned}\Sigma M c &= a_v \cdot ac \\ \Sigma M c &= 89,581,72 \\ \Sigma M c &= 6449,832 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

- **Momen dititik d :**

$$\begin{aligned}\Sigma M d &= a_v \cdot ad - Q \cdot Qd \\ \Sigma M d &= (89,581,259) - (179,5,99,2) \\ \Sigma M d &= 23201,479 - 17806,4 \\ \Sigma M d &= 5395,079 \text{ Nmm}\end{aligned}$$

Didapatkan momen terbesar pada titik c sebesar $M_b=6449,832 \text{ Nmm}$. Selanjutnya mencari momen inersia pada cradle dengan poros pejal. Dengan data teknis yang sudah ditetapkan,

- Daya maksimum, $P_{max} = 81282 \text{ W} = 81,282 \text{ kW}$
 $1 \text{ Hp} = 745,7 \text{ watt}$, maka $P_{max} = \frac{81282}{745,7} = 109,1 \text{ Hp}$
- Putaran, $n = 6000 \text{ rpm}$
- Torsi maksimum, $T_{max} = 141,264 \text{ Nmm}$
- d poros = 32 mm
- Momen Inersia,

$$J = \frac{\pi \cdot d^4}{32}$$

$$J = \frac{3,14 \cdot 32^4}{32}$$

$$J = \frac{3292528,64}{32}$$

$$J = 102891,52 \text{ mm}^4$$

- Ditinjau terhadap tegangan geser :

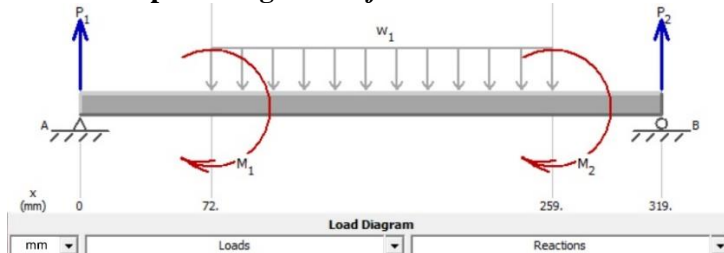
$$\tau_g = \frac{T \cdot c}{J}$$

$$\tau_g = \frac{141,264 \cdot 319}{102891,52}$$

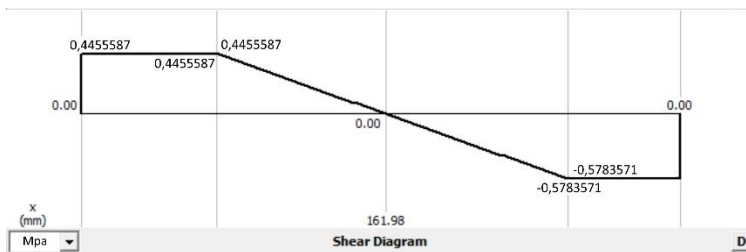
$$\tau_g = \frac{45063,216}{102891,52}$$

$$\tau_g = 0,43 \text{ N/mm}^2 \approx 0,43 \text{ MPa}$$

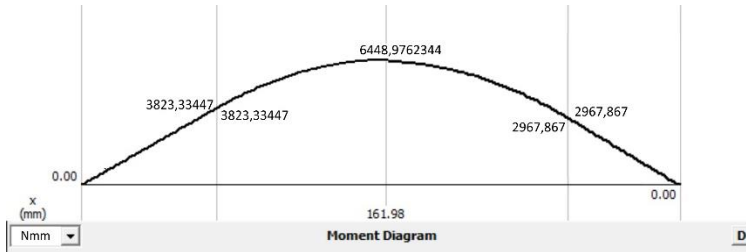
- Verifikasi perhitungan di software *MdSolid* :



Gambar 4.12. Diagram benda bebas pada sumbu *x* di *MdSolid*



Gambar 4.13. Diagram geser di *MdSolid*



Gambar 4.14. Diagram momen di Mdsolid

• **Ditinjau terhadap tegangan puntir :**

Momen puntiran, $M_t = 9549 \frac{Hp}{n}$ (Sularso, 170)

$$M_t = 9549 \frac{Hp}{n}$$

$$M_t = 9549 \frac{109,1}{6000}$$

$$M_t = 173,63 \text{ Nmm}$$

Momen tahanan puntiran, $W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{n}$ (Sularso, 171)

$$W_t = \frac{\pi \cdot d^3}{n}$$

$$W_t = \frac{3,14 \cdot 32^3}{6000}$$

$$W_t = 17,15 \text{ mm}^3$$

Maka didapatkan tegangan puntir,

$$\tau_t = \frac{M_t}{W_t}$$

$$\tau_t = \frac{173,63}{17,15}$$

$$\tau_t = 10,124 \text{ N/mm}^2 \approx 10,124 \text{ MPa}$$

Poros meneruskan daya mendapat beban puntir dan bending, sehingga pada permukaan poros akan terjadi tegangan geser karena karena momen puntir dan tegangan tarik karena tegangan bending.

- Ditinjau terhadap tegangan bending :

$$\sigma_b = \frac{32 \cdot M_b}{\pi d^3}$$

$$\sigma_b = \frac{32.6449,832}{3,14 \cdot 32^3}$$

$$\sigma_b = \frac{206394.624}{102891.52}$$

$$\sigma_b = 2,00594 \text{ N/mm}^2 \approx 2,00594 \text{ MPa}$$

- Ditinjau terhadap tegangan maksimum :

Akibat gabungan tegangan bending dan momen tersebut maka tegangan maksimum yang terjadi dapat dinyatakan:

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_b}{2}\right)^2 + \tau_t^2}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{\left(\frac{1,99}{2}\right)^2 + 10,124^2}$$

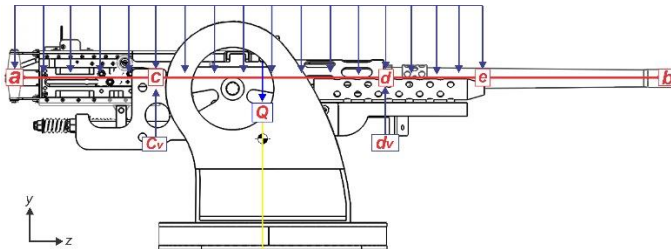
$$\tau_{max} = \sqrt{0,99 + 102,49}$$

$$\tau_{max} = \sqrt{103,48}$$

$$\tau_{max} = 10,172511 \text{ N/mm}^2 \approx 10,172511 \text{ MPa}$$

4.3.2. Perhitungan Reaksi Tumpuan pada Rangka 1.0

Beban yang diterima pada *rangka 1.0* di sumbu z digambarkan dibawah ini :



Gambar 4.15. DBB Rangka 1.0 di sumbu z

Dimana :

Jarak $a - c = 372 \text{ mm}$

Jarak $a - Q = 619 \text{ mm}$

Jarak $c - Q = 619 - 372 = 247 \text{ mm}$

Jarak $a - d = 919 \text{ mm}$

Jarak $a - e = 1128 \text{ mm}$

Jarak $a - b = 1626 \text{ mm}$

$$\Sigma M = 0$$

$$(blkng.cf) - ((W_R + W_C).df)) - (W_L.ef) = 0$$

$$(Blkng.547) - (365,913.372) - (96,138.300) = 0$$

$$Blkng = \frac{136119,6 - 28841,4}{547}$$

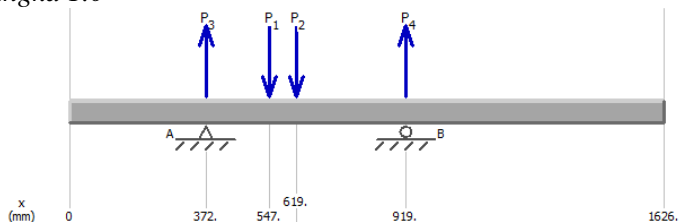
$$Blkng = 196,12 \text{ N}$$

$$Dpn = (282,528 + 83,385 + 96,138) - 196,12$$

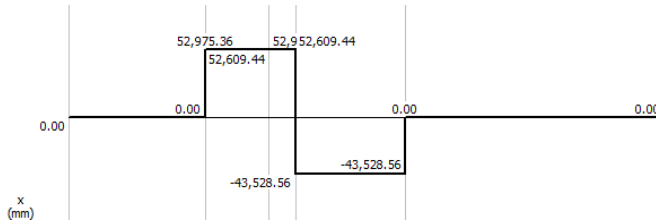
$$Dpn = 265.931 \text{ N}$$

Dalam perhitungan kekuatan *rangka 1.0* ini dihitung berdasarkan anggapan sumbu z atau depan dan belakang sebagai tumpuan sederhana (simple beam atau tumpuan engsel-rol).

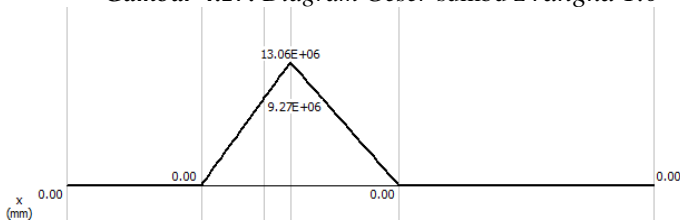
Dari hasil perhitungan lalu digunakan *software Mdsolid* untuk memperoleh perhitungan Momen maksimum yang diterima *rangka 1.0*



Gambar 4.16. simple beam sumbu z rangka 1.0



Gambar 4.17. Diagram Geser sumbu z rangka 1.0



Gambar 4.18. Diagram moment sumbu z rangka 1.0

Kekuatan bagian sumbu z atau depan dan belakang *rangka 1.0* diperhitungkan terhadap gaya momen dan geser. Untuk perhitungannya, beban W diambil yang terbesar yaitu $(W_{R1} + W_C + W_L) = 47,1 \text{ kg}$

- **Ditinjau dari Tegangan geser :**

Material Alumunium alloy 2014-T6, maka $\sigma_{max} = 415 \text{ MPa}$

Angka keamanan = 2, maka $\sigma_{ijin} = \frac{415}{2} = 207,5 \text{ MPa}$

Tegangan geser ijin material ($\tau_{g \text{ ijin}}$) sebesar 290 MPa

Luas penampang *Rangka 1.0* (A') = 115618 mm^2

$\tau_g = 0,8 \cdot \sigma_{ijin}$ (Sularso, 2002)

$\tau_g = 0,8 \cdot 207,5 = 166 \text{ MPa} \approx 166 \text{ N/mm}^2$

$$\tau = \frac{(W_{R1} + W_C + W_L)}{A'} < \tau_{ijin}$$

$$\tau = \frac{282,5 + 83,38 + 96,14}{115618}$$

$$\tau = 0,0039 \text{ N/mm}^2 \leq 166 \text{ N/mm}^2, \text{ Aman}$$

- **Ditinjau dari Tegangan bending :**

$\sigma_b = \frac{M_b}{A'}$; dimana hasil diagram momen terbesar

$$M_b = 13,06 \cdot 10^6 \text{ N}$$

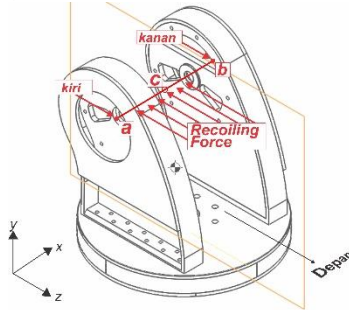
Luas penampang *Rangka 1.0* (A') = 115618 mm^2

$$\sigma_b = \frac{13,06 \cdot 10^6}{115618}$$

$$\sigma_b = 112,9 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{ijin} (207,5 \text{ N/mm}^2); \text{ Aman}$$

- **Defleksi yang terjadi**

Dalam perhitungan defleksi ini, digunakan beban yang menimbulkan momen lenturan terbesar dimana diketahui *recoiling force* yang terjadi sebesar 1140 N dan defleksi yang diijinkan, $y_a = 0,05 \text{ m}$



Gambar 4.19. DBB Defleksi pada rangka 1.0

$$\delta_{max} = \frac{\text{Recoiling Force} \cdot A'}{48 \cdot E \cdot I} \quad (\text{Timoshenko, 1997})$$

dimana :

$$\text{Recoiling Force} = 1140 \text{ N}$$

$$W_{R1} = 28,8 \text{ kg}$$

$$A' = 115618 \text{ mm}^2 \approx 0,11 \text{ m}^2$$

$$E (\text{Modulus Young}) \text{ pada aluminium} = 7 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot (W_{R1}) \cdot (A')^2$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot 28,8 \cdot (0,11)^2 = 0,029 \text{ kgm}^2$$

$$\delta_{max} = \frac{1140.0,11^2}{48.7.10^{10}.0,029}$$

$$\delta_{max} = 1,41.10^{-8} \text{ m} \leq y_a \text{ (Aman)}$$

Kesimpulan : Pada **rangka 1.0** terbukti aman terhadap tegangan geser, tegangan bending dan defleksi.

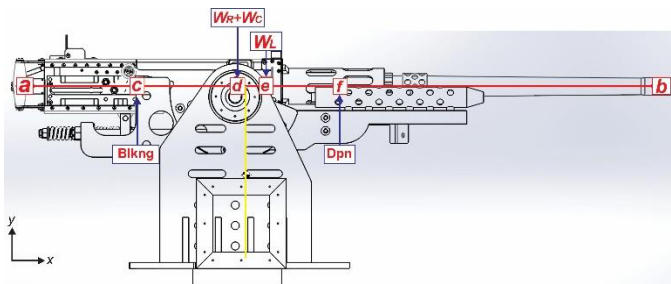
$$\tau_{terjadi} = 0,0039 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{ijin}$$

$$\sigma_b_{terjadi} = 112,9 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{ijin}$$

$$\delta_{max_{terjadi}} = 1,41.10^{-8} \text{ m} \leq y_a$$

4.3.3. Perhitungan Reaksi Tumpuan pada Rangka 2.0

Beban yang diterima pada **rangka 2.0** di sumbu z digambarkan dibawah ini :



Gambar 4.20. DBB Rangka 2.0 di sumbu z

Dimana :

Jarak $a - c = 288 \text{ mm}$

Jarak $a - d = 536 \text{ mm}$

Jarak $a - e = 704 \text{ mm}$

Jarak $a - f = 805 \text{ mm}$

Jarak $a - b = 1626 \text{ mm}$

$$W_{R2} = 30,4 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 298,224 \text{ N}$$

$$W_C = 8,5 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 83,385 \text{ N}$$

$$W_L = 9,8 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 96,138 \text{ N}$$

$$\Sigma MR2 \, dpn = 0$$

$$(blkng. cf) - ((W_{R2} + W_C). df)) - (W_L. ef) = 0$$

$$(Blkng. 517) - (381,6.269) - (96,138.101) = 0$$

$$Blkng = \frac{102652,8 - 9709,9}{517}$$

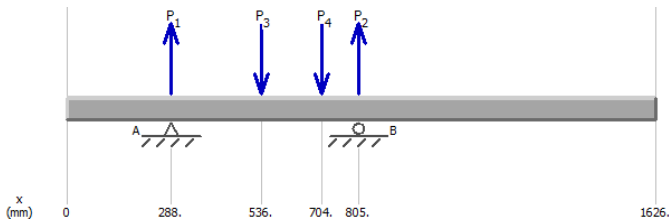
$$Blkng = 179,8 \, N$$

$$Dpn = (298,224 + 83,385 + 96,138) - 179,8$$

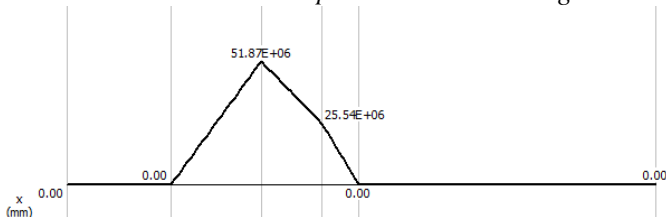
$$Dpn = 297.94 \, N$$

Dalam perhitungan kekuatan *rangka 2.0* ini dihitung berdasarkan anggapan sumbu z atau depan dan belakang sebagai tumpuan sederhana (simple beam atau tumpuan engsel-rol).

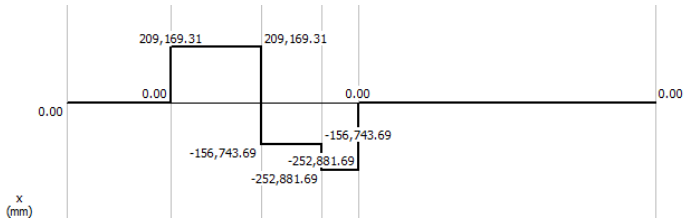
Dari hasil perhitungan lalu digunakan *software Mdsolid* untuk memperoleh perhitungan Momen maksimum yang diterima *rangka 2.0*.



Gambar 4.21. Simple beam sumbu z *rangka 2.0*



Gambar 4.22. Diagram moment sumbu z *rangka 2.0*



Gambar 4.23. Diagram Geser sumbu z rangka 2.0

Kekuatan bagian sumbu z atau depan dan belakang pada *rangka 2.0* diperhitungkan terhadap gaya momen dan geser. Untuk perhitungannya, beban W diambil yang terbesar yaitu $(W_{R2} + W_C + W_L) = 48,7 \text{ kg}$

- **Ditinjau dari Tegangan geser :**

Material Aluminium alloy 2014-T6, maka $\sigma_{max} = 415 \text{ MPa}$

Angka keamanan = 2, maka $\sigma_{ijin} = \frac{415}{2} = 207,5 \text{ MPa}$

Tegangan geser ijin material ($\tau_{g \text{ ijin}}$) sebesar 290 MPa

Luas penampang *Rangka 2.0* (A') = 252000 mm^2

$\tau_g = 0,8 \cdot \sigma_{ijin}$ (Sularso, 2002)

$\tau_g = 0,8 \cdot 207,5 = 166 \text{ MPa} \approx 166 \text{ N/mm}^2$

$$\tau = \frac{(W_R + W_C + W_L)}{A'} < \tau_{ijin}$$

$$\tau = \frac{298,2 + 83,38 + 96,13}{252000}$$

$$\tau = 0,0018 \text{ N/mm}^2 \leq 166 \text{ N/mm}^2, \text{ Aman}$$

- **Ditinjau dari Tegangan bending :**

$\sigma_b = \frac{M_b}{A'}$; dimana hasil diagram momen terbesar

$M_b = 51,8 \cdot 10^6 \text{ N}$

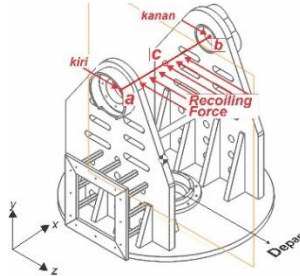
Luas penampang *Rangka 2.0* (A') = 252000 mm^2

$$\sigma_b = \frac{51,8 \cdot 10^6}{252000}$$

$$\sigma_b = 205,55 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{ijin} (207,5 \text{ N/mm}^2); \text{ Aman}$$

- **Defleksi yang terjadi**

Dalam perhitungan defleksi ini, digunakan beban yang menimbulkan momen lenturan terbesar dimana diketahui *recoiling force* yang terjadi sebesar 1140 N dan defleksi yang diijinkan, $y_a = 0,05\text{ m}$



Gambar 4.24. DBB Defleksi pada rangka 2.0

$$\delta_{max} = \frac{\text{Recoiling Force} \cdot A'}{48 \cdot E \cdot I} \quad (\text{Timoshenko, 1997})$$

dimana :

$$\text{Recoiling Force} = 1140\text{ N}$$

$$W_{R2} = 30,4\text{ kg}$$

$$A' = 252000\text{ mm}^2 \approx 0,25\text{ m}^2$$

$$E \text{ (Modulus Young) pada aluminium} = 7 \cdot 10^{10}\text{ N/m}^2$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot (W_{R2}) \cdot (A')^2$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot 30,4 \cdot (0,25)^2 = 0,158\text{ kgm}^2$$

$$\delta_{max} = \frac{1140 \cdot 0,25^2}{48 \cdot 7 \cdot 10^{10} \cdot 0,158}$$

$$\delta_{max} = 1,3 \cdot 10^{-8}\text{ m} \leq y_a \text{ (Aman)}$$

Kesimpulan : Pada **rangka 2.0** terbukti aman terhadap tegangan geser, tegangan bending dan defleksi.

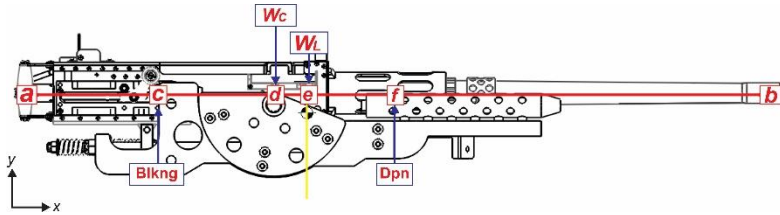
$$\tau \text{ terjadi} = 0,0018\text{ N/mm}^2 \leq \tau_{ijin}$$

$$\sigma_b \text{ terjadi} = 205,55\text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{ijin}$$

$$\delta_{max} \text{ terjadi} = 1,3 \cdot 10^{-8}\text{ m} \leq y_a$$

4.3.4. Perhitungan Reaksi Tumpuan pada *Cradle*

Beban yang diterima pada *Cradle* di sumbu z digambarkan dibawah ini :



Gambar 4.25. DBB Cradle di sumbu z

Dimana :

Jarak $a - c = 372 \text{ mm}$

Jarak $a - d = 547 \text{ mm}$

Jarak $a - e = 619 \text{ mm}$

Jarak $a - f = 919 \text{ mm}$

Jarak $a - b = 1626 \text{ mm}$

$W_c = 8,5 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 83,385 \text{ N}$

$W_L = 9,8 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ m/s}^2 = 96,138 \text{ N}$

$$\Sigma MR1 \text{ dpn} = 0$$

$$(\text{blkng} \cdot cf) - (W_c \cdot df) - (W_L \cdot ef) = 0$$

$$(\text{Blkng} \cdot 547) - (83,385 \cdot 372) - (96,138 \cdot 300) = 0$$

$$\text{Blkng} = \frac{31019,22 - 28841,4}{547}$$

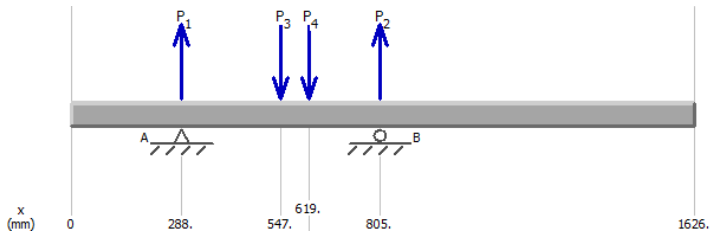
$$\text{Blkng} = 3,98 \text{ N}$$

$$\text{Dpn} = (83,385 + 96,138) - 3,98$$

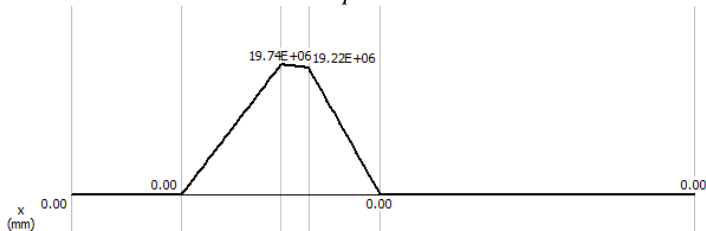
$$\text{Dpn} = 175.54 \text{ N}$$

Dalam perhitungan kekuatan *cradle* ini dihitung berdasarkan anggapan sumbu z atau depan dan belakang sebagai tumpuan sederhana (simple beam atau tumpuan engsel-rol).

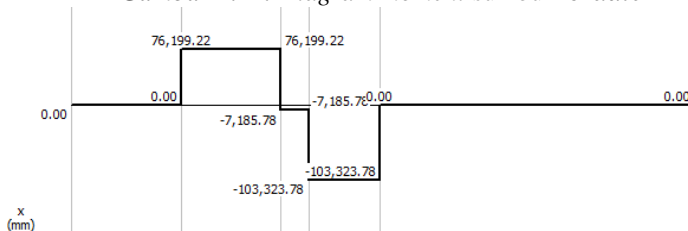
Dari hasil perhitungan lalu digunakan *software Mdsolid* untuk memperoleh perhitungan Momen maksimum yang diterima *cradle*.



Gambar 4.26. Simple beam sumbu z cradle



Gambar 4.27. Diagram moment sumbu z cradle



Gambar 4.28. Diagram geser sumbu z cradle

Kekuatan bagian sumbu z atau depan dan belakang pada *cradle* diperhitungkan terhadap gaya momen dan geser. Untuk perhitungannya, beban W diambil yang terbesar yaitu $(W_C + W_L) = 18,3 \text{ kg}$

- **Ditinjau dari Tegangan geser :**

Material Alumunium alloy 2014-T6, maka $\sigma_{max} = 415 \text{ MPa}$

Angka keamanan = 2, maka $\sigma_{ijin} = \frac{415}{2} = 207,5 \text{ MPa}$

Tegangan geser ijin material ($\tau_{g \text{ ijin}}$) sebesar 290 MPa

Luas penampang *Cradle* (A') = 572560 mm^2

$$\tau_g = 0,8 \cdot \sigma_{ijin} \quad (\text{Sularso, 2002})$$

$$\tau_g = 0,8 \cdot 207,5 = 166 \text{ MPa} \approx 166 \text{ N/mm}^2$$

$$\tau = \frac{(W_C + W_L)}{A'} < \tau_{ijin}$$

$$\tau = \frac{83,38 + 96,13}{57356}$$

$$\tau = 0,0031 \text{ N/mm}^2 \leq 166 \text{ N/mm}^2, \text{ Aman}$$

- **Ditinjau dari Tegangan bending :**

$$\sigma_b = \frac{M_b}{A'}, \text{ dimana hasil diagram momen terbesar}$$

$$M_b = 19,7 \cdot 10^6 \text{ N}$$

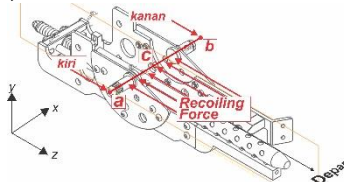
Luas penampang *cradle* (A') = 572560 mm^2

$$\sigma_b = \frac{19,7 \cdot 10^6}{572560}$$

$$\sigma_b = 34,4 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{ijin} (207,5 \text{ N/mm}^2); \text{ Aman}$$

- **Defleksi yang terjadi**

Dalam perhitungan defleksi ini, digunakan beban yang menimbulkan momen lenturan terbesar dimana diketahui *recoiling force* yang terjadi sebesar 1140 N dan defleksi yang diijinkan, $y_a = 0,05 \text{ m}$



Gambar 4.29. DBB Defleksi pada rangka dan cradle

$$\delta_{max} = \frac{\text{Recoilling Force} \cdot A'}{48 \cdot E \cdot I} \quad (\text{Timoshenko, 1997})$$

dimana :

$$\text{Recoilling Force} = 1140 \text{ N}$$

$$W_c = 8,5 \text{ kg}$$

$$A' = 572560 \text{ mm}^2 \approx 0,57 \text{ m}^2$$

$$E \text{ (Modulus Young) pada aluminium} = 7 \cdot 10^{10} \text{ N/m}^2$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot (W_c) \cdot (A')^2$$

$$I = \frac{1}{12} \cdot 8,5 \cdot (0,57)^2 = 0,230 \text{ kgm}^2$$

$$\delta_{max} = \frac{1140 \cdot 0,57^2}{48 \cdot 7 \cdot 10^{10} \cdot 0,23}$$

$$\delta_{max} = 8,4 \cdot 10^{-8} \text{ m} \leq y_a \text{ (Aman)}$$

Kesimpulan : Pada **cradle** terbukti aman terhadap tegangan geser, tegangan bending dan defleksi.

$$\tau \text{ terjadi} = 0,0031 \text{ N/mm}^2 \leq \tau_{ijin}$$

$$\sigma_b \text{ terjadi} = 34,4 \text{ N/mm}^2 \leq \sigma_{ijin}$$

$$\delta_{max} \text{ terjadi} = 8,4 \cdot 10^{-8} \text{ m} \leq y_a$$

4.4. Perencanaan Komponen Elemen Mesin

Data spesifikasi teknis :

Daya maksimum, $P_{max} = 81282 \text{ W}$

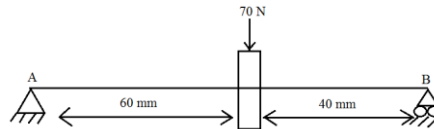
- Putaran, $n = 6000 \text{ rpm}$
- Torsi maksimum, $T_{max} = 141,264 \text{ Nm}$
- Putaran, $n = 4200 \text{ rpm}$

4.4.1. Perencanaan Poros

Momen-momen yang terjadi pada poros

- Momen puntir (torsi)
Dari data teknis dapat diketahui torsi max,
 $T_{max} = 141264 \text{ Nmm}$
- Momen Lentur (bending)

Poros dipasang horizontal dengan tumpuan dua buah bantalan yang diasumsikan berjarak 100 mm dengan terletak 60 mm dari titik A dan 40 mm dari titik B. Berat beban total diasumsikan 70 N. Diameter luar pelat $D_1 = 300$ mm.



Gambar 4.30. DBB pada poros

a. Perhitungan poros utama

Momen tangensial akibat momen puntir

$$F = \frac{2 \cdot T_{max}}{D_1} = \frac{2 \cdot 141264}{300} = 941,76 \text{ N}$$

Momen lentur yang timbul

- Akibat pembebanan (G)

$$M = \frac{6}{10} \cdot G \cdot 40$$

$$M = \frac{6}{10} \cdot 70 \cdot 40 = 1680 \text{ Nmm}$$

- Akibat gaya tangensial

$$T = \frac{6}{10} \cdot F \cdot 40$$

$$T = \frac{6}{10} \cdot 941,76 \cdot 40 = 22602,24 \text{ Nmm}$$

- Momen puntir (torsi) ekuivalen

$$Mp_{ekui} = \sqrt{(K_m \cdot M)^2 + (K_t \cdot T)^2}$$

Dengan K_m = faktor kejut terhadap lentur = 1,5

K_t = faktor kejut terhadap puntir = 1

$$\begin{aligned} Mp_{ekui} &= \sqrt{(1,5 \cdot 1680)^2 + (1 \cdot 22602,24)^2} \\ &= 2528,95 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

Bahan yang dipilih 45 C 8 dengan $S_f = 6$

$$\bar{\sigma} = \frac{610}{6} = 101,6 \frac{N}{mm^2}$$

$$\bar{\tau} = 0,3 \cdot \bar{\sigma} = 30,48 \frac{N}{mm^2}$$

- Diameter poros :

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{M_{pekui}}{\frac{\pi}{16} \cdot \bar{\tau}}}$$

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{2528,95}{\frac{3,14}{16} \cdot 30,48}} = 20,56 \text{ mm}$$

b. Perhitungan diameter poros bintang

Dengan diameter poros utama, $d_p = 21 \text{ mm}$ sesuai dengan tabel poros bintang (Heavy DIN 5464) diperoleh dimensi poros bintang :

- Diameter dalam poros bintang, $d_1 = 21 \text{ mm}$
- Diameter luar poros bintang, $d_2 = 26 \text{ mm}$
- Jumlah spline, $i = 10$
- Lebar spline, $b = 3$
- Panjang spline, $L_i = 40 \text{ mm}$
- Tinggi spline,

$$h = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{26 - 21}{2} = 2,5 \text{ mm}$$

- Jari-jari rata-rata,

$$r_m = \frac{d_2 + d_1}{4} = \frac{26 + 21}{4} = 11,75 \text{ mm}$$

Pemeriksaan terhadap kekuatan spline Terhadap tegangan geser

- Gaya geser :

$$F_g = \frac{T_{max}}{r_m} = \frac{141264}{11,75} = 12.002,46 \text{ N}$$

- Luas bidang geser :

$$\begin{aligned}
 A_g &= i \cdot b \cdot L_i \\
 &= 10 \cdot 3 \cdot 40 = 1200 \text{ mm}^2 \\
 (L_i &= \text{panjang spline seluruhnya} = 40)
 \end{aligned}$$

- Tegangan geser yang terjadi

$$\begin{aligned}
 \tau &= \frac{F}{A} \\
 &= \frac{12.002,46}{1200} = 10,002 \text{ N/mm}^2
 \end{aligned}$$

Karena $\tau < \bar{\tau}$ maka spline kuat terhadap momen puntir

4.4.2. Perencanaan Bantalan

- Gaya yang bekerja pada bantalan

$$F_t = \frac{2 \cdot T_{max}}{db} = \frac{2 \cdot 141264}{129} = 2180,2 \text{ N}$$

Dimana, db diasumsikan = 129

- Beban bantalan

$$F_e = (X_r \cdot V \cdot F_r + Y_t \cdot F_t) \cdot K_s$$

X_r = faktor radial (0)

V = faktor rotasi (1)

F_r = gaya radial (diabaikan karena sangat kecil)

Y_t = faktor aksial (1)

F_t = gaya aksial

K_s = faktor service (2), untuk moderate shock load

$$F_e = (0 \cdot 1 \cdot 1 + 2180,2 \cdot 1) \cdot 2 = 4360,4 \text{ N}$$

- Umur bantalan yang direncanakan

$$L_h \text{ (umur bantalan)} = 6000 \text{ jam}$$

- Faktor umur

$$f_h = \sqrt[3]{\frac{L_h}{500}} = \sqrt[3]{\frac{6000}{500}} = 2,289 \text{ tahun}$$

- Faktor kecepatan

$$fn = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n}} = \sqrt[3]{\frac{33,3}{6000}} = 0,177$$

- Beban dinamis dasar

$$\hat{C} = \frac{fh}{fn} \cdot Ft = \frac{2,289}{0,177} \cdot 1975,2 = 25543,7 \text{ N}$$

$$\rightarrow 2606,5 \text{ kg}$$

Dengan kapasitas beban tersebut, maka dipilih tipe bantalan 305 jenis bantalan gelinding dengan $C = 4200 \text{ kg}$ (tabel 22.8 A Text Book of Machine Design, R.S Khurmi, hal 971).

- Dimensi bantalan (A Text Book of Machine Design, R.S Khurmi, hal 962, tabel 22.4).

Diameter dalam bantalan, $d_{db} = 25 \text{ mm}$

Diameter luar bantalan, $d_{lb} = 62 \text{ mm}$

Lebar bantalan, $B = 17 \text{ mm}$

Karena $\hat{C} < C$, maka perancangan memenuhi syarat.

4.4.3. Perencanaan Keling

Perhitungan keling pengikat segmen antar pelat luar

Dimensi perancangan :

- Jumlah paku keling, $Z = 16$ buah
- Tebal pelat penghubung, $S = 4 \text{ mm}$
- Paku keling ditempatkan pada diameter, $d_m = 140 \text{ mm}$
- Bahan paku keling : Fe 360 dengan faktor keamanan, $SF = 7$

- Tegangan tarik yang diijinkan

$$\bar{\sigma}_t = \frac{\sigma_t}{SF} = \frac{360}{7} = 51,42 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- Tegangan geser yang diijinkan

$$\bar{\tau}_s = 0,3 \cdot \sigma_t = 15,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- Gaya yang terjadi pada tiap paku keling

$$F' = \frac{2 \cdot T_{max}}{Z \cdot dm} = \frac{2 \cdot 141264}{16 \cdot 140} = 126,12 \text{ N}$$

- Diameter paku keling

$$dk = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \bar{\tau}_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 126,12}{3,14 \cdot 15,4}} = 3,3 \text{ mm} \approx 5 \text{ mm}$$

- Pemeriksaan terhadap tegangan geser

$$\tau'_s = \frac{F}{\pi/4 \cdot dk^2} = \frac{126,12}{3,14/4 \cdot 5^2} = 6,42 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

Karena $\tau'_s < \bar{\tau}_s$, maka rancangan memenuhi syarat

keling pengikat pelat ferodo dengan pelat segmen

Dimensi perancangan :

- Jumlah paku keling, $Z = 16$ buah
- Tebal pelat pemegang, $S = 4 \text{ mm}$
- Paku ditempatkan pada diameter, $dm = 220 \text{ mm}$
- Bahan paku keling : Fe 360 dengan tegangan tarik ijin, $\sigma_t = 60 \text{ N/mm}^2$ dengan faktor keamanan, $SF = 6$

- Tegangan geser yang diijinkan

$$\bar{\tau}_s = 0,3 \cdot \sigma_t = 18 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- Gaya yang bekerja pada tiap paku keling

$$F = \frac{2 \cdot T_{max}}{Z \cdot dm} = \frac{2 \cdot 141264}{16 \cdot 220} = 80,26 \text{ N}$$

- Diameter paku keling

$$dk = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot \bar{\tau}_s}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 80,26}{3,14 \cdot 18}} = 2,36 \text{ mm} \approx 3 \text{ mm}$$

- Pemeriksaan terhadap tegangan geser

$$\tau_s = \frac{F}{\pi/4 \cdot dk^2} = \frac{80,26}{3,14/4 \cdot 3^2} = 11,36 \text{ N/mm}^2$$

Karena $\tau_s < \bar{\tau}_s$, maka rancangan memenuhi syarat

4.4.4. Perencanaan Baut

Baut pengikat *disk* pada rangka

- Dimensi perancangan
 - Jumlah baut, $n_a = 6$ buah
 - Baut ditempatkan pada diameter, $dm = 360 \text{ mm}$
 - Bahan baut : Fe 360 dengan $SF = 6$

- Tegangan tarik yang diijinkan

$$\bar{\sigma} = \frac{\sigma}{SF} = \frac{360}{6} = 60 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$$

- Tegangan geser yang diijinkan

$$\bar{\tau} = 0,3 \cdot \sigma = 18 \text{ N/mm}^2$$

- Gaya yang timbul

$$F = \frac{2 \cdot T_{max}}{dm} = \frac{2 \cdot 141264}{360} = 784,4 \text{ N}$$

- Gaya yang bekerja pada tiap baut

$$\hat{F} = \frac{F}{n_a} = \frac{784,4}{6} = 130,73 \text{ N}$$

- Diameter baut

$$db = \sqrt{\frac{4 \cdot \hat{F}}{\pi \cdot \bar{\tau}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 130,73}{3,14 \cdot 18}} = 2,25 \text{ mm} \approx 3 \text{ mm}$$

Sesuai dengan tabel 10.1 mengenai ukuran dimensi baut (R.S. Khurmi dan Gupta, hal 403), maka diambil ukuran baut M6 dengan rincian sebagai berikut :

- $dc = 4,77 \text{ mm}$

- Pemeriksaan terhadap tegangan geser

$$\tau = \frac{4 \cdot \dot{F}}{\pi \cdot dc^2} = \frac{4 \cdot 130,73}{3,14 \cdot 4,77^2} = 2,5 \text{ N/mm}^2$$

Karena $\bar{\tau} < \tau$, maka rancangan memenuhi syarat.

Baut pengikat *blok bantalan*

- Dimensi perancangan
 - Jumlah baut, $n_a = 4$
 - Baut ditempatkan pada diameter, $dm = 115 \text{ mm}$
 - Bahan baut Fe 360 dengan safety factor, $SF = 6$

- Tegangan tarik yang diijinkan

$$\bar{\sigma} = \frac{\sigma}{SF} = \frac{360}{6} = 60 \text{ N/mm}^2$$

- Tegangan geser yang diijinkan

$$\bar{\tau} = 0,3 \cdot \sigma = 18 \text{ N/mm}^2$$

- Gaya yang timbul

$$F = \frac{2 \cdot T_{max}}{dm} = \frac{2 \cdot 141264}{115} = 2456,7 \text{ N}$$

- Gaya yang bekerja pada tiap baut

$$\dot{F} = \frac{F}{na} = \frac{2456,7}{4} = 614,175 \text{ N}$$

- Diameter baut

$$db = \sqrt{\frac{4 \cdot \dot{F}}{\pi \cdot \bar{\tau}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 614,75}{3,14 \cdot 18}} = 6,59 \text{ mm} \approx 3 \text{ mm}$$

Sesuai dengan tabel 10.1 mengenai ukuran dimensi baut (R.S. Khurmi dan Gupta, hal 403), maka diambil ukuran baut M12 dengan rincian sebagai berikut :

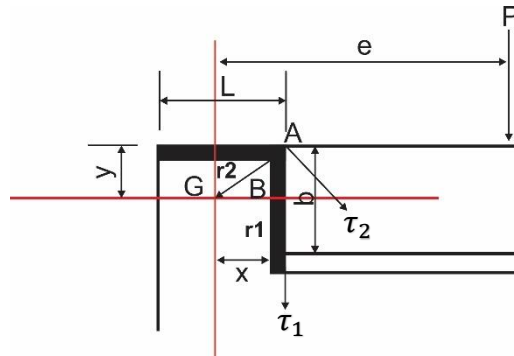
- $dk = 9,858 \text{ mm}$

- Pemeriksaan terhadap tegangan geser

$$\tau = \frac{4 \cdot \dot{F}}{\pi \cdot dk^2} = \frac{4 \cdot 614,75}{3,14 \cdot 9,858^2} = 9,8 \text{ N/mm}^2$$

Karena $\bar{\tau} < \tau$, maka rancangan memenuhi syarat

4.4.5. Perencanaan Las



Gambar 4.31. Bentuk pengelasan

Dari perhitungan analisa statis beban W diambil yang terbesar yaitu $(W_r + W_c) = 244,8 \text{ kg}$

Data perancangan :

- $B = 35 \text{ mm}$
- $L = 40 \text{ mm}$
- $e = 242,5 \text{ mm}$
- $P = 244,8 \cdot 10 = 2448 \text{ N}$
- Material Aluminium alloy 2014-T6, Maka tegangan Tarik maksimum $\sigma_{max} = 415 \text{ N/mm}^2$
- Safety factor = 4
- $\tau = \frac{415}{4} = 103,75 \text{ kg/mm}^2$

Menghitung tebal pengelasan

- Mencari x dan y pada titik G

$$x = \frac{l^2}{2(l+b)} = \frac{40^2}{2(40+35)} = 10,66$$

$$y = \frac{b^2}{2(l+b)} = \frac{35^2}{2(40+35)} = 8,16$$

- Momen Inersia

$$I = t \frac{(b+l)^4 - 6 \cdot b^2 \cdot l^2}{12(l+b)} = t \frac{31640625 - 1176000}{900}$$

$$I = 22089,58 \text{ t mm}^4$$

- Throat area

$$A = t \cdot l + t \cdot b = t \cdot (l+b) = t \cdot (40+35) = 75 \text{ t}$$

$$r_2 = \sqrt{x^2 + y^2} = \sqrt{10,66^2 + 8,16^2} = 13,42 \text{ mm}$$

$$\cos \theta = \frac{x}{r_2} = \frac{10,66}{13,42} = 0,79$$

- Gaya geser langsung

$$\tau_1 = \frac{P}{A} = \frac{2448}{75 \cdot t} = \frac{2448}{75t} = \frac{32,64}{t} \text{ N/mm}^2$$

$$\tau_2 = \frac{P \cdot e \cdot r_2}{I} = \frac{2448 \cdot 242,5 \cdot 13,42}{22089,58t} = \frac{36,65}{t} \text{ N/mm}^2$$

- Resultan dari gaya geser maksimum

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2 + 2\tau_1\tau_2\cos\theta}$$

$$103,73 = \sqrt{\left(\frac{32,64}{t}\right)^2 + \left(\frac{36,65}{t}\right)^2 + 2 \frac{32,64}{t} \frac{36,65}{t} 0,79}$$

$$103,73 = \sqrt{\frac{12675,46}{t^2}}$$

$$103,73 = \frac{112,58}{t}$$

$$t = 1,08 \text{ mm}$$

- Pemeriksaan terhadap tegangan geser

$$\tau_1 = \frac{32,64}{1,08} = 30,22 \text{ kg/mm}^2$$

Karena $\tau_1 < \tau$, maka rancangan memenuhi syarat

$$\tau_2 = \frac{36,65}{1,08} = 33,65 \text{ kg/mm}^2$$

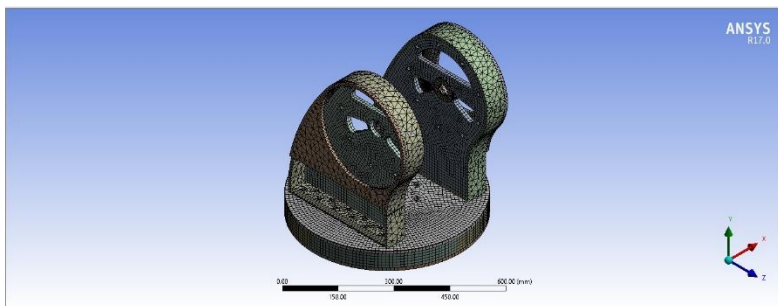
Karena $\tau_2 < \tau$, maka rancangan memenuhi syarat

4.5. Hasil Analisa Simulasi Metode Elmen Hingga

Tahap ini dilakukan analisa menggunakan *software* ANSYS 17.0 secara keseluruhan pada desain rangka dan cradle serta komponen kritis untuk mendapatkan hasil data numerik pada tegangan serta total deformasi.

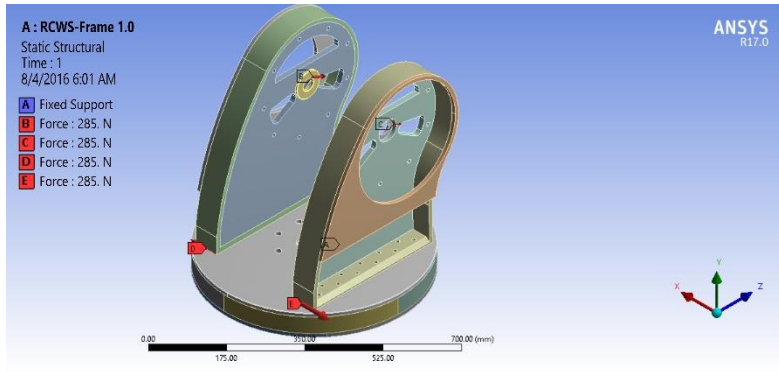
Defleksi merupakan perubahan bentuk pada benda yang dikenai gaya. Hasil Numerik pada defleksi memiliki keakuratan lebih besar dibanding metode lain, karena melibatkan defleksi tiga dimensi. Pada defleksi itu sendiri merupakan kriteria kegagalan untuk jenis material ulet, untuk menentukan kontruksi dari material tersebut aman maka nilai defleksi harus lebih kecil dari defleksi yang diijinkan yang digunakan.sedangkan.

4.5.1. Simulasi Kekuatan pada Rangka 1.0



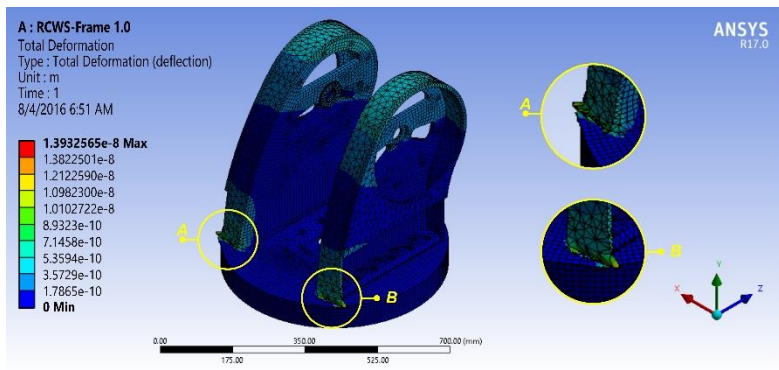
Gambar 4.32. Hasil *meshing* rangka 1.0

Hasil meshing dari rangka 1.0 dengan sizing 10 mm didapatkan kerapatan dengan rata-rata 1,16 mm.



Gambar 4.33. Hasil *Boundary Condition* pada rangka 1.0

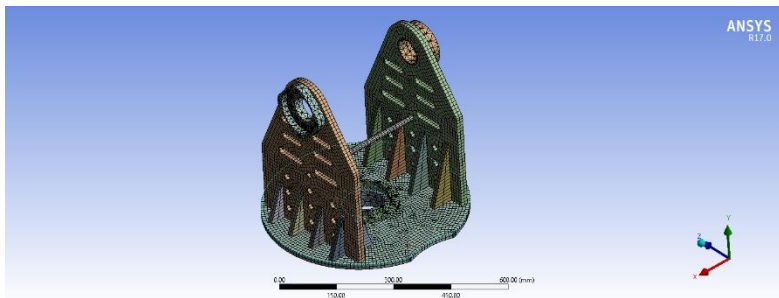
Hasil *Boundary condition* terdiri dari *fix* dan *free support*. Untuk *rangka 1.0* menggunakan *cylinder support* dan *free support* terdapat gaya ke arah sumbu Z sejumlah 1140 N.



Gambar 4.34. Hasil *total deformation (deflection)* pada rangka 1.0

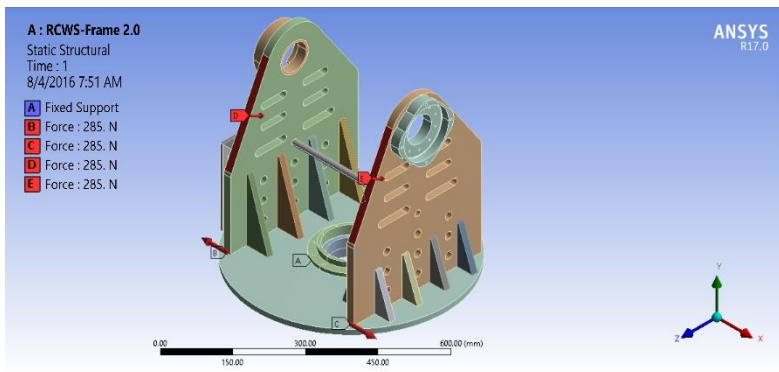
Dari hasil analisa didapatkan defleksi maksimum yang terjadi sebesar $1,393265 \times 10^{-8} m$ dan hasil verifikasi perhitungan teoritis defleksi maksimum sebesar $1,41 \times 10^{-8} m$. Jadi dapat disimpulkan bahwa *ranga 1.0* dianggap aman karena harga dari defleksi yang diijinkan sebesar $0,05 m$.

4.5.2. Simulasi Kekuatan pada Rangka 2.0



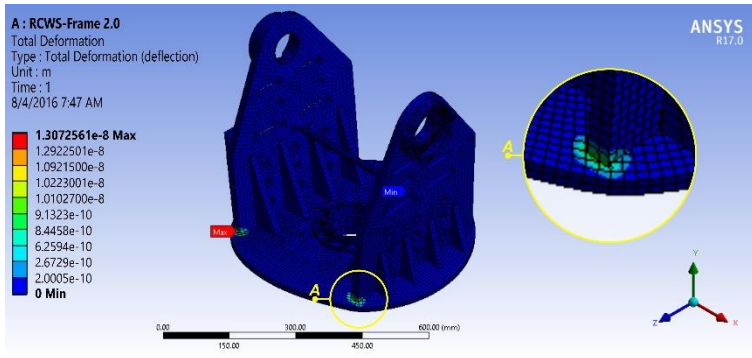
Gambar 4.35. Hasil *meshing* rangka 2.0

Hasil meshing dari rangka 2.0 dengan sizing 10 mm didapatkan kerapatan dengan rata-rata 1,57 mm.



Gambar 4.36. Hasil *Boundary Condition* pada rangka 2.0

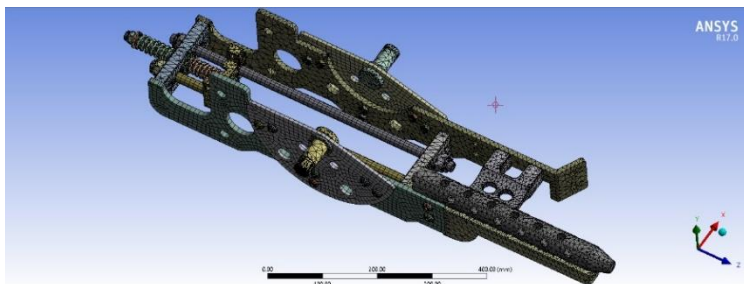
Hasil Boundary condition terdiri dari *fix* dan *free support*. Untuk *rangka 2.0* menggunakan *cylinder support* dan *free support* terdapat gaya ke arah sumbu Z sebesar 1140 N.



Gambar 4.37. Hasil *total deformation (deflection)* rangka 2.0

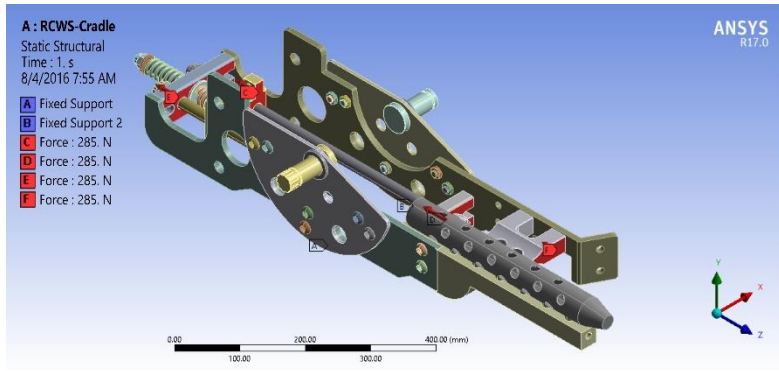
Dari hasil analisa didapatkan defleksi maksimum yang terjadi sebesar $1,3072561 \times 10^{-8} m$ dan hasil verifikasi perhitungan teoritis defleksi maksimum sebesar $1,3 \times 10^{-8} m$. Jadi dapat disimpulkan bahwa *ranga 1.0* dianggap aman karena harga dari defleksi yang diijinkan sebesar $0,05 m$.

4.5.3. Simulasi Kekuatan pada Cradle



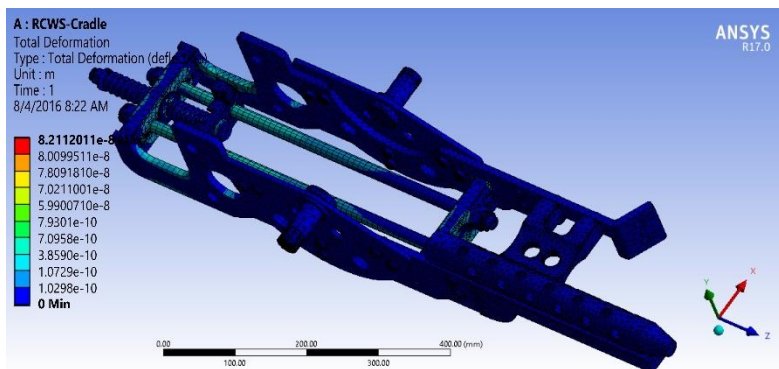
Gambar 4.38. Hasil *meshing* pada cradle

Hasil meshing dari cradle dengan sizing 10 mm didapatkan kerapatan dengan rata-rata 1,48 mm.



Gambar 4.39. Hasil *Boundary Condition* pada cradle

Hasil *Boundary condition* terdiri dari *fix* dan *free support*. Untuk *cradle* menggunakan *cylinder support* dan *free support* terdapat gaya ke arah sumbu Z sebesar 1140 N



Gambar 4.40. Hasil *total deformation (deflection)* pada cradle

Dari hasil analisa didapatkan defleksi maksimum yang terjadi sebesar $8,2112011 \times 10^{-8} m$ dan hasil verifikasi perhitungan teoritis defleksi maksimum sebesar $8,4 \times 10^{-8} m$. Jadi dapat disimpulkan bahwa *ranga 1.0* dianggap aman karena harga dari defleksi yang diijinkan sebesar $0,05 m$.

BAB V

KESIMPULAN DAN SARAN

5.1. Kesimpulan

Dari analisa perancangan rangka dan cradle pada *RCWS caliber 12,7 mm* beberapa kesimpulan sebagai berikut :

- a. Rancangan desain dibuat sesederhana untuk menghasilkan kualitas aman dan mudah diproduksi. Berikut hasil spesifikasi rangka dan cradle *RCWS kaliber 12,7 mm* sebagai berikut :

Tabel 5.1. Spesifikasi Rangka 1.0

Panjang	550 mm
Lebar	435 mm
Tinggi	551mm
Berat	28,8 kg

Tabel 5.2. Spesifikasi Rangka .2.0

Panjang	537 mm
Lebar	452 mm
Tinggi	541 mm
Berat	30.44 kg

Tabel 5.3. Spesifikasi Cradle

Panjang	1091,3 mm
Lebar	318,5 mm
Tinggi	195 mm
Berat	8,49 kg

Tabel 5.4. Spesifikasi Laras

Panjang	1626 mm
Lebar	205 mm
Tinggi	214 mm
Berat	9,84 kg

Berikut perencanaan komponen pendukung didapatkan sebagai berikut :

- ⊕ Pada perencanaan poros utama didapatkan diameter poros minimum (d_p) = 20,56. Sedangkan pada poros bintang didapatkan jari-jari rata-rata (r_m) = 11,75 mm dan tinggi *spline* (h) = 2,5 mm. dengan material 45 C8 dengan tingkat keamanan (SF) = 6.
 - ⊕ Pada perencanaan bantalan dipilih tipe bantalan 305 jenis bantalan gelinding dengan $C = 4200$ kg dengan dimensi. diameter dalam bantalan, $d_{db} = 25$ mm, diameter luar bantalan, $d_{lb} = 62$ mm, lebar bantalan, $B = 17$ mm dengan factor umur (f_h) sekitar 2,289 tahun.
 - ⊕ Pada perencanaan pada keling pengikat segmen antar pelat luar dengan jumlah paku (Z) = 16 buah dan diameter paku (d_k) = 5 mm. sedangkan keling pelat ferodo dengan pelat segmen jumlah paku (Z) = 16 buah, dan diameter paku (d_k) = 3 mm. Bahan paku keling : Fe 360 dengan tegangan tarik ijin, $\sigma_t = 60$ N/mm² dengan faktor keamanan, $SF = 6$
 - ⊕ Pada perencanaan Baut, Jumlah baut (n_a) = 6 buah, didapatkan diameter baut (d_b) = 3 mm, mengenai ukuran dimensi baut (R.S. Khurmi dan Gupta, hal 403), maka diambil ukuran baut M6 (d_c) = 4,77 mm.
 - ⊕ Pada perencanaan Las Material Alumunium alloy 2014-T6, Maka tegangan Tarik maksimum $\sigma_{max} = 415$ N/mm² tebal minimum las (t) = 1,08 mm.
- b. Analisa numerik metode elemen hingga dengan harga defleksi yang diijinkan yaitu 0,05 m pada rangka 1.0 didapatkan defleksi maksimum $1,393265 \times 10^{-8}$ m. pada rangka 2.0 didapatkan defleksi maksimum $1,30725 \times 10^{-8}$ m. Pada cradle didapatkan defleksi maksimum $8,2112 \times 10^{-8}$ m.

5.2. Saran

1. Diharapkan pada tugas akhir selanjutnya dilakukan desain yang lebih maksimal.
2. Dengan hasil desain rangka 1.0 dan alternatif rangka 2.0 dan cradle yang ada tidak menutup kemungkinan memberikan akurasi tembakan yang maksimal.

(Halaman ini sengaja dikosongkan)

DAFTAR PUSTAKA

- [1] Sato, G. Takeshi, N. Sugiharto Hartanto. 1981. ***"Menggambar Mesin Menurut Standart ISO"***. PT. Pradnya Paramita : Jakarta.
- [2] Deutsman, michels, wilson. 1975. ***"Machine Design"***. Macmillan Co,Inc.
- [3] Hibbeler, R.C. 2001. ***"Engineering Mechanics, statics "***. Prentice-Hall : Upper Saddle River.
- [4] J. C. Juang, C. F. Lin, and M. S. Mattice. 1992. "A ***Nonlinear Controller for the Gun Turret System,***" Proc. of ACC, pp. 424-428.
- [5] Popov, E.P. ***"Mekanika Teknik (Mechanics Of Materials)"***. Terjemahan Zainul Astamar. Penerbit Erlangga. Jakarta. 1984.
- [6] Shigly, Joseph Edward. ***"Mechanical Engineering Design"***. Fifth Edition. McGraw-Hill Book Co. Singapore. 1989.
- [7] Sularso. MSME. Ir, Kiyokatsu Suga. 1997. ***"Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen mesin"***. PT. Pradnya Paramita : Jakarta.
- [8] Kalpakjian, Serope., Schmid,Steven R. 2009. ***"Manufacturing engineering and technology"***. Norte Dame.

Lampiran 1

Aluminum 2014-T6; 2014-T651

Subcategory: 2000 Series Aluminum Alloy; Aluminum Alloy; Metal; Nonferrous Metal

Close Analogs:

Composition Notes:

A Zr + Ti limit of 0.20 percent maximum may be used with this alloy designation for extruded and forged products only, but only when the supplier or producer and the purchaser have mutually so agreed. Agreement may be indicated, for example, by reference to a standard, by letter, by order note, or other means which allow the Zr + Ti limit.

Aluminum content reported is calculated as remainder.

Composition information provided by the Aluminum Association and is not for design.

Key Words: Aluminium 2014-T651; UNS A92014; ISO AlCu4SiMg; BS H15 (UK); CSA CS41N (Canada); AA2014-T651, DIN AlCuSiMn; NF A-U4SG (France)

Component	Wt. %	Component	Wt. %	Component	Wt. %
Al	90.4 - 95	Mg	0.2 - 0.8	Si	0.5 - 1.2
Cr	Max 0.1	Mn	0.4 - 1.2	Ti	Max 0.15
Cu	3.9 - 5	Other, each	Max 0.05	Zn	Max 0.25
Fe	Max 0.7	Other, total	Max 0.15		

Material Notes:

Data points with the AA note have been provided by the Aluminum Association, Inc. and are NOT FOR DESIGN.

Physical Properties	Metric	English	Comments
Density	<u>2.8 g/cc</u>	0.101 lb/in ³	AA; Typical
Mechanical Properties			
Hardness, Brinell	135	135	AA; Typical; 500 g load; 10 mm ball
Hardness, Knoop	170	170	Converted from Brinell Hardness Value
Hardness, Rockwell A	50.5	50.5	Converted from Rockwell B
Hardness, Rockwell B	82	82	-
Hardness, Vickers	155	155	Converted from Brinell Hardness Value
Ultimate Tensile Strength	<u>483 MPa</u>	70000 psi	AA; Typical
Tensile Yield Strength	<u>414 MPa</u>	60000 psi	AA; Typical
Elongation at Break	<u>13 %</u>	13 %	AA; Typical; 1/2 in. (12.7 mm) Diameter
Modulus of Elasticity	<u>72.4 GPa</u>	10500 ksi	In Tension
Modulus of Elasticity	<u>73.1 GPa</u>	10600 ksi	AA; Typical; Average of tension and compression. Compression modulus is about 2% greater than tensile modulus.
Compressive Modulus	<u>73.8 GPa</u>	10700 ksi	

Notched Tensile Strength	<u>414 MPa</u>	60000 psi	2.5 cm width x 0.16 cm thick side-notched specimen, $K_t = 17$.
Ultimate Bearing Strength	<u>889 MPa</u>	129000 psi	Edge distance/pin diameter = 2.0
Bearing Yield Strength	<u>662 MPa</u>	96000 psi	Edge distance/pin diameter = 2.0
Poisson's Ratio	0.33	0.33	
Fatigue Strength	<u>124 MPa</u>	18000 psi	AA; 500,000,000 cycles completely reversed stress; RR Moore machine/specimen
Fracture Toughness	<u>19 MPa-m^{1/2}</u>	17.3 ksi-in ^{1/2}	K_{IC} ; TL orientation.
Machinability	<u>70 %</u>	70 %	0-100 Scale of Aluminum Alloys
Shear Modulus	<u>28 GPa</u>	4060 ksi	
Shear Strength	<u>290 MPa</u>	42000 psi	AA; Typical

Electrical Properties

Electrical Resistivity	<u>4.32e-006 ohm-cm</u>	4.32e-006 ohm-cm	AA; Typical at 68°F
------------------------	-------------------------	------------------	---------------------

Thermal Properties

CTE, linear 68°F	<u>23 $\mu\text{m/m-}^\circ\text{C}$</u>	12.8 $\mu\text{in/in-}^\circ\text{F}$	AA; Typical; Average over 68-212°F range.
CTE, linear 250°C	<u>24.4 $\mu\text{m/m-}^\circ\text{C}$</u>	13.6 $\mu\text{in/in-}^\circ\text{F}$	Average over the range 20-300°C
Specific Heat Capacity	<u>0.88 J/g-°C</u>	0.21 BTU/lb-°F	Estimated from trends in similar Al alloys.
Thermal Conductivity	<u>154 W/m-K</u>	1070 BTU-in/hr-ft ² -°F	AA; Typical at 77°F
Melting Point	507 - 638 °C	945 - 1180 °F	AA; Typical range based on typical composition for wrought products 1/4 inch thickness or greater. Eutectic melting is not eliminated by homogenization.
Solidus	<u>507 °C</u>	945 °F	AA; Typical
Liquidus	<u>638 °C</u>	1180 °F	AA; Typical

Processing Properties

Annealing Temperature	<u>413 °C</u>	775 °F	
Solution Temperature	<u>502 °C</u>	935 °F	
Aging Temperature	<u>160 °C</u>	320 °F	Sheet, plate, wire, rod, bar, shapes, tube; 18 hr at temperature
Aging Temperature	<u>171 °C</u>	340 °F	Forgings; 10 hr at temperature

Lampiran 2

Tabel Konversi Satuan

Multiply this	By	this	To get	this
Acceleration				
<i>in/sec²</i>	x	0.0254	=	<i>m/sec²</i>
<i>ft/sec²</i>	x	12	=	<i>in/sec²</i>
Angles				
<i>radian</i>	x	57.2958	=	<i>deg</i>
Area				
<i>in²</i>	x	645.16	=	<i>mm²</i>
<i>ft²</i>	x	114	=	<i>in²</i>
Area moment of inertia				
<i>in⁴</i>	x	416231	=	<i>mm⁴</i>
<i>in⁴</i>	x	4.162E-07	=	<i>m⁴</i>
<i>m⁴</i>	x	1.0E+12	=	<i>mm⁴</i>
<i>m⁴</i>	x	1.0E+08	=	<i>cm⁴</i>
<i>ft⁴</i>	x	20736	=	<i>in⁴</i>
Density				
<i>lb/in³</i>	x	27.6805	=	<i>g/cc</i>
<i>g/cc</i>	x	0.001	=	<i>g/mm³</i>
<i>lb/ft³</i>	x	1728	=	<i>lb/in³</i>
<i>kg/m³</i>	x	1.0E-06	=	<i>g/mm³</i>
Force				
<i>lb</i>	x	4.448	=	<i>N</i>
<i>N</i>	x	1.0E+05	=	<i>dyne</i>
<i>ton (short)</i>	x	2000	=	<i>lb</i>
length				
<i>in</i>	x	25.4	=	<i>mm</i>
<i>ft</i>	x	12	=	<i>in</i>
Mass				
<i>blob</i>	x	386.4	=	<i>lb</i>
<i>slug</i>	x	32.2	=	<i>lb</i>
<i>blob</i>	x	12	=	<i>slug</i>
<i>kg</i>	x	2.205	=	<i>lb</i>
<i>kg</i>	x	9.8083	=	<i>N</i>
<i>kg</i>	x	1000	=	<i>g</i>

Multiply this	By	this	To get	this
Mass moment of inertia				
$lb - in - sec^2$	x	0.1138	=	$N - m - sec^2$
Moment and energy				
$in - lb$	x	0.1138	=	$N - m$
$ft - lb$	x	12	=	$in - lb$
$N - m$	x	8.7873	=	$in - lb$
$N - m$	x	0.7323	=	$ft - lb$
Power				
HP	x	550	=	$ft - lb/sec$
HP	x	33000	=	$ft - lb/min$
HP	x	6600	=	$in - lb/sec$
HP	x	745.7	=	watts
$N - m/sec$	x	8.7873	=	$in - lb/sec$
Pressure and stress				
psi	x	6894.8	=	Pa
psi	x	6.895E-3	=	MPa
psi	x	144	=	psf
$kpsi$	x	1000	=	psi
N/m^2	x	1	=	Pa
N/mm^2	x	1	=	MPa
Spring rate				
lb/in	x	175.126	=	N/m
lb/ft	x	0.08333	=	lb/in
Stress intensity				
$MPa - m^{0.5}$	x	0.909	=	$ksi - in^{0.5}$
Velocity				
in/sec	x	0.0254	=	m/sec
ft/sec	x	12	=	in/sec
rad/sec	x	9.5493	=	rpm
Volume				
in^3	x	16387.2	=	mm^3
ft^3	x	1728	=	in^3
cm^3	x	0.061023	=	in^3
m^3	x	1.0E+9	=	mm^3

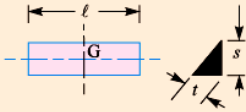
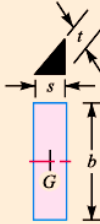
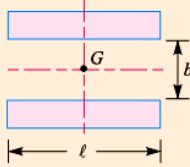
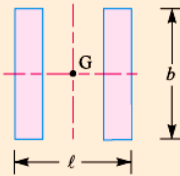
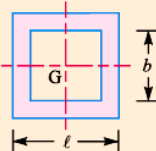
Lampiran 3

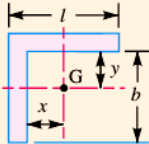
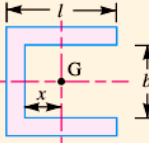
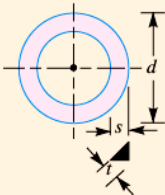
**Tabel Nilai faktor beban radial (X) dan faktor beban aksial (Y)
pada Bantalan**

Type of bearing	Specifications	$\frac{W_A}{W_R} \leq e$		$\frac{W_A}{W_R} > e$		e
		X	Y	X	Y	
Deep groove ball bearing	$\frac{W_A}{C_0} = 0.025$	1	0	0.56	2.0	0.22
	= 0.04				1.8	0.24
	= 0.07				1.6	0.27
	= 0.13				1.4	0.31
	= 0.25				1.2	0.37
	= 0.50				1.0	0.44
Angular contact ball bearings	Single row	1	0	0.35	0.57	1.14
	Two rows in tandem		0	0.35	0.57	1.14
	Two rows back to back		0.55	0.57	0.93	1.14
	Double row		0.73	0.62	1.17	0.86
Self-aligning bearings	Light series : for bores	1	1.3	6.5	2.0	0.50
	10 – 20 mm					
	25 – 35					
	40 – 45					
	50 – 65					
	70 – 100					
	105 – 110					
	Medium series : for bores	1	1.0	0.65	1.6	0.63
	12 mm					
	15 – 20					
	25 – 50					
	55 – 90					
Spherical roller bearings	For bores :	1	2.1	0.67	3.1	0.32
	25 – 35 mm					
	40 – 45					
	50 – 100					
Taper roller bearings	For bores :	1	0	0.4	1.60	0.37
	30 – 40 mm					
	45 – 110					
	120 – 150					

Lampiran 4

Tabel Momen inersia polar dan section modulus dari las

S.No	Type of weld	Polar moment of inertia (J)	Section modulus (Z)
1.		$\frac{t l^3}{12}$	—
2.		$\frac{t b^3}{12}$	$\frac{t b^2}{6}$
3.		$\frac{t l (3b^2 + l^2)}{6}$	$t b l$
4.		$\frac{t b (b^2 + 3l^2)}{6}$	$\frac{t b^2}{3}$
5.		$\frac{t (b + l)^3}{6}$	$t \left(b l + \frac{b^2}{3} \right)$

S.No	Type of weld	Polar moment of inertia (J)	Section modulus (Z)
6.	 $x = \frac{l^2}{2(l+b)}, y = \frac{b^2}{2(l+b)}$	$t \left[\frac{(b+l)^4 - 6b^2l^2}{12(l+b)} \right]$	$t \left(\frac{4lb + b^2}{6} \right) \text{ (Top)}$ $t \left[\frac{b^2(4lb + b)}{6(2l + b)} \right] \text{ (Bottom)}$
7.	 $x = \frac{l^2}{2l + b}$	$t \left[\frac{(b+2l)^3}{12} - \frac{l^2(b+l)^2}{b+2l} \right]$	$t \left(lb + \frac{b^2}{6} \right)$
8.		$\frac{\pi t d^3}{4}$	$\frac{\pi t d^2}{4}$

Lampiran 5

Tabel Dimensi standar ISO untuk Ulir

Designation	Pitch mm	Major or nominal diameter Nut and Bolt ($d = D$) mm	Effective or pitch diameter Nut and Bolt (d_p) mm	Minor or core diameter (d_c) mm		Depth of thread (bolt) mm	Stress area mm ²
				Bolt	Nut		
(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
Coarse series							
M 0.4	0.1	0.400	0.335	0.277	0.292	0.061	0.074
M 0.6	0.15	0.600	0.503	0.416	0.438	0.092	0.166
M 0.8	0.2	0.800	0.670	0.555	0.584	0.123	0.295
M 1	0.25	1.000	0.838	0.693	0.729	0.153	0.460
M 1.2	0.25	1.200	1.038	0.893	0.929	0.158	0.732
M 1.4	0.3	1.400	1.205	1.032	1.075	0.184	0.983
M 1.6	0.35	1.600	1.373	1.171	1.221	0.215	1.27
M 1.8	0.35	1.800	1.573	1.371	1.421	0.215	1.70
M 2	0.4	2.000	1.740	1.509	1.567	0.245	2.07
M 2.2	0.45	2.200	1.908	1.648	1.713	0.276	2.48
M 2.5	0.45	2.500	2.208	1.948	2.013	0.276	3.39
M 3	0.5	3.000	2.675	2.387	2.459	0.307	5.03
M 3.5	0.6	3.500	3.110	2.764	2.850	0.368	6.78
M 4	0.7	4.000	3.545	3.141	3.242	0.429	8.78
M 4.5	0.75	4.500	4.013	3.580	3.688	0.460	11.3
M 5	0.8	5.000	4.480	4.019	4.134	0.491	14.2
M 6	1	6.000	5.350	4.773	4.918	0.613	20.1
M 7	1	7.000	6.350	5.773	5.918	0.613	28.9
M 8	1.25	8.000	7.188	6.466	6.647	0.767	36.6
M 10	1.5	10.000	9.026	8.160	8.876	0.920	58.3
M 12	1.75	12.000	10.863	9.858	10.106	1.074	84.0
M 14	2	14.000	12.701	11.546	11.835	1.227	115
M 16	2	16.000	14.701	13.546	13.835	1.227	157
M 18	2.5	18.000	16.376	14.933	15.294	1.534	192
M 20	2.5	20.000	18.376	16.933	17.294	1.534	245
M 22	2.5	22.000	20.376	18.933	19.294	1.534	303
M 24	3	24.000	22.051	20.320	20.752	1.840	353
M 27	3	27.000	25.051	23.320	23.752	1.840	459
M 30	3.5	30.000	27.727	25.706	26.211	2.147	561
M 33	3.5	33.000	30.727	28.706	29.211	2.147	694
M 36	4	36.000	33.402	31.093	31.670	2.454	817
M 39	4	39.000	36.402	34.093	34.670	2.454	976

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)	(8)
M 42	4.5	42.000	39.077	36.416	37.129	2.760	1104
M 45	4.5	45.000	42.077	39.416	40.129	2.760	1300
M 48	5	48.000	44.752	41.795	42.587	3.067	1465
M 52	5	52.000	48.752	45.795	46.587	3.067	1755
M 56	5.5	56.000	52.428	49.177	50.046	3.067	2022
M 60	5.5	60.000	56.428	53.177	54.046	3.374	2360
Fine series							
M 8 × 1	1	8.000	7.350	6.773	6.918	0.613	39.2
M 10 × 1.25	1.25	10.000	9.188	8.466	8.647	0.767	61.6
M 12 × 1.25	1.25	12.000	11.184	10.466	10.647	0.767	92.1
M 14 × 1.5	1.5	14.000	13.026	12.160	12.376	0.920	125
M 16 × 1.5	1.5	16.000	15.026	14.160	14.376	0.920	167
M 18 × 1.5	1.5	18.000	17.026	16.160	16.376	0.920	216
M 20 × 1.5	1.5	20.000	19.026	18.160	18.376	0.920	272
M 22 × 1.5	1.5	22.000	21.026	20.160	20.376	0.920	333
M 24 × 2	2	24.000	22.701	21.546	21.835	1.227	384
M 27 × 2	2	27.000	25.701	24.546	24.835	1.227	496
M 30 × 2	2	30.000	28.701	27.546	27.835	1.227	621
M 33 × 2	2	33.000	31.701	30.546	30.835	1.227	761
M 36 × 3	3	36.000	34.051	32.319	32.752	1.840	865
M 39 × 3	3	39.000	37.051	35.319	35.752	1.840	1028

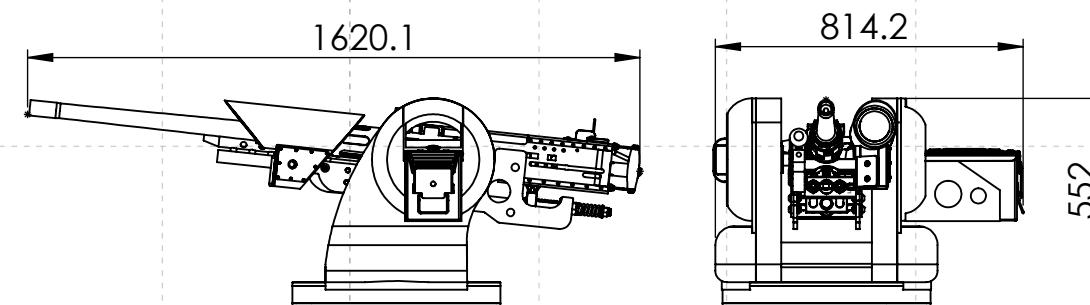
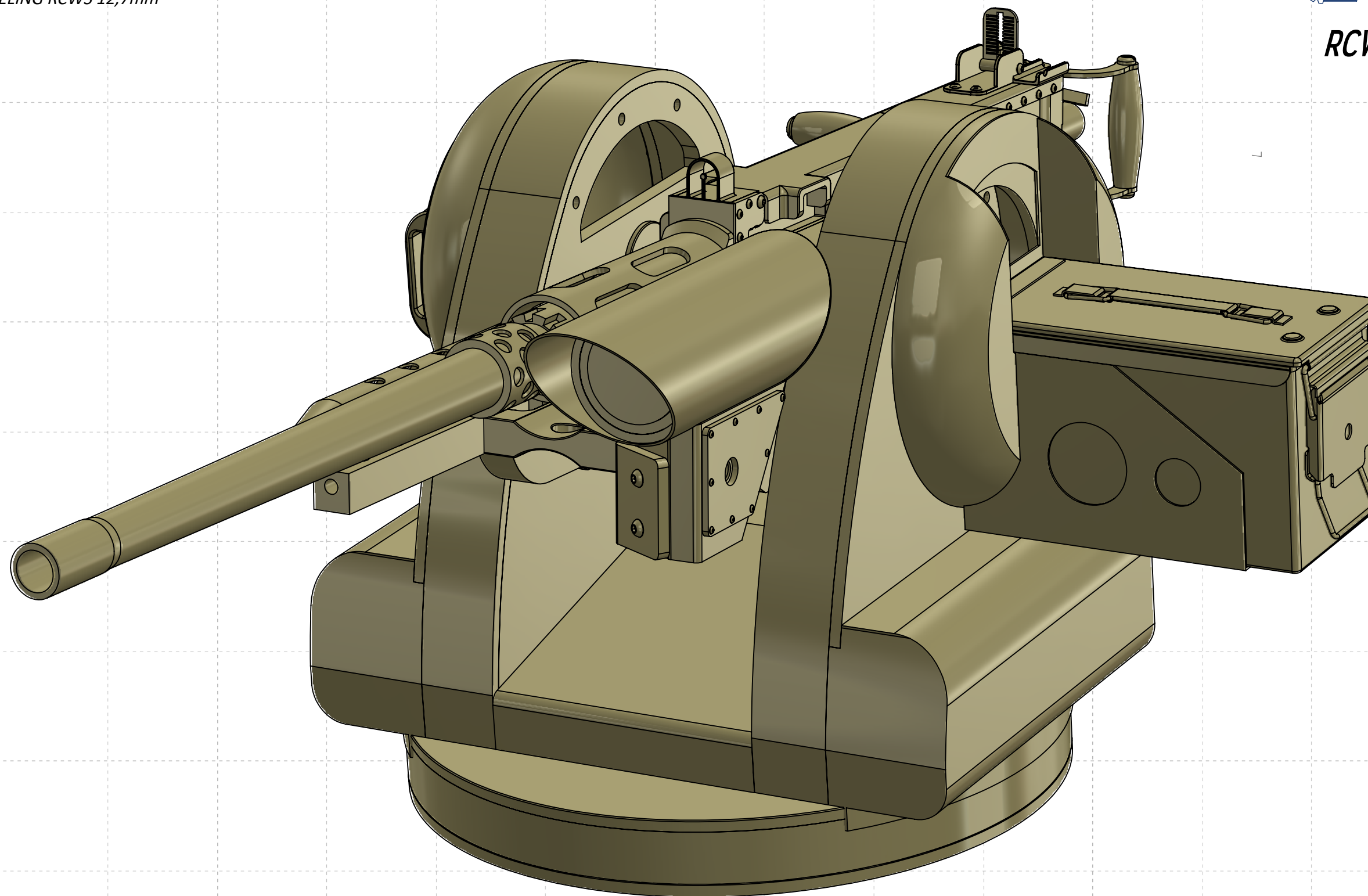
Note : In case the table is not available, then the core diameter (d_c) may be taken as $0.84 d$, where d is the major diameter.

LAMPIRAN 6
MODELING RCWS 12,7mm



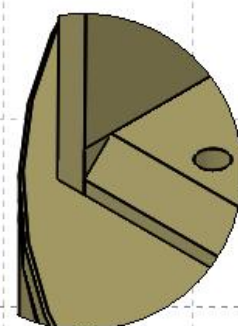
RCWS 12,7 mm
[scale 1:3]

A3

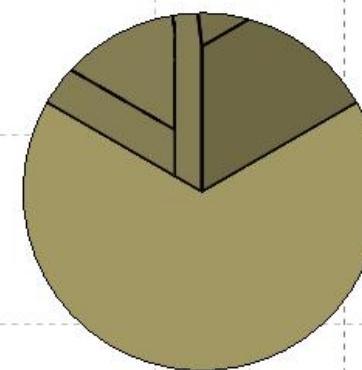


Dimension View
[scale 1:20]

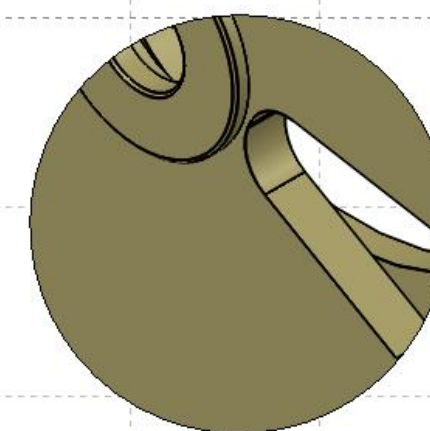
RCWS 12,7 mm
RANGKA 1.0
[scale 1:4]



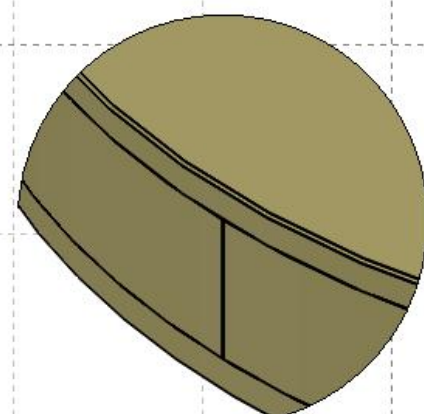
DETAIL B
SCALE 1 : 2



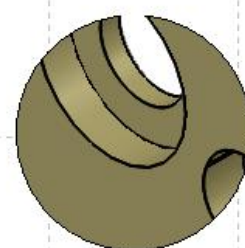
DETAIL A
SCALE 1 : 2



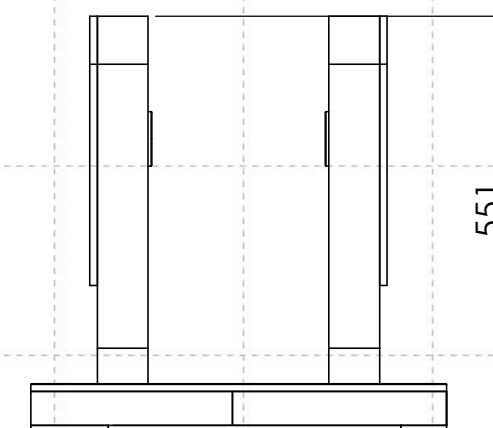
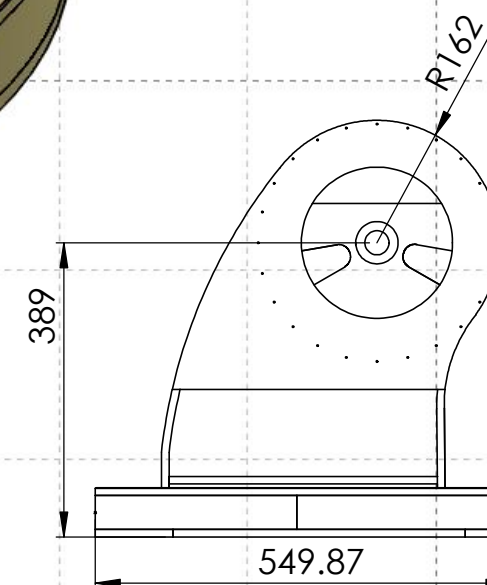
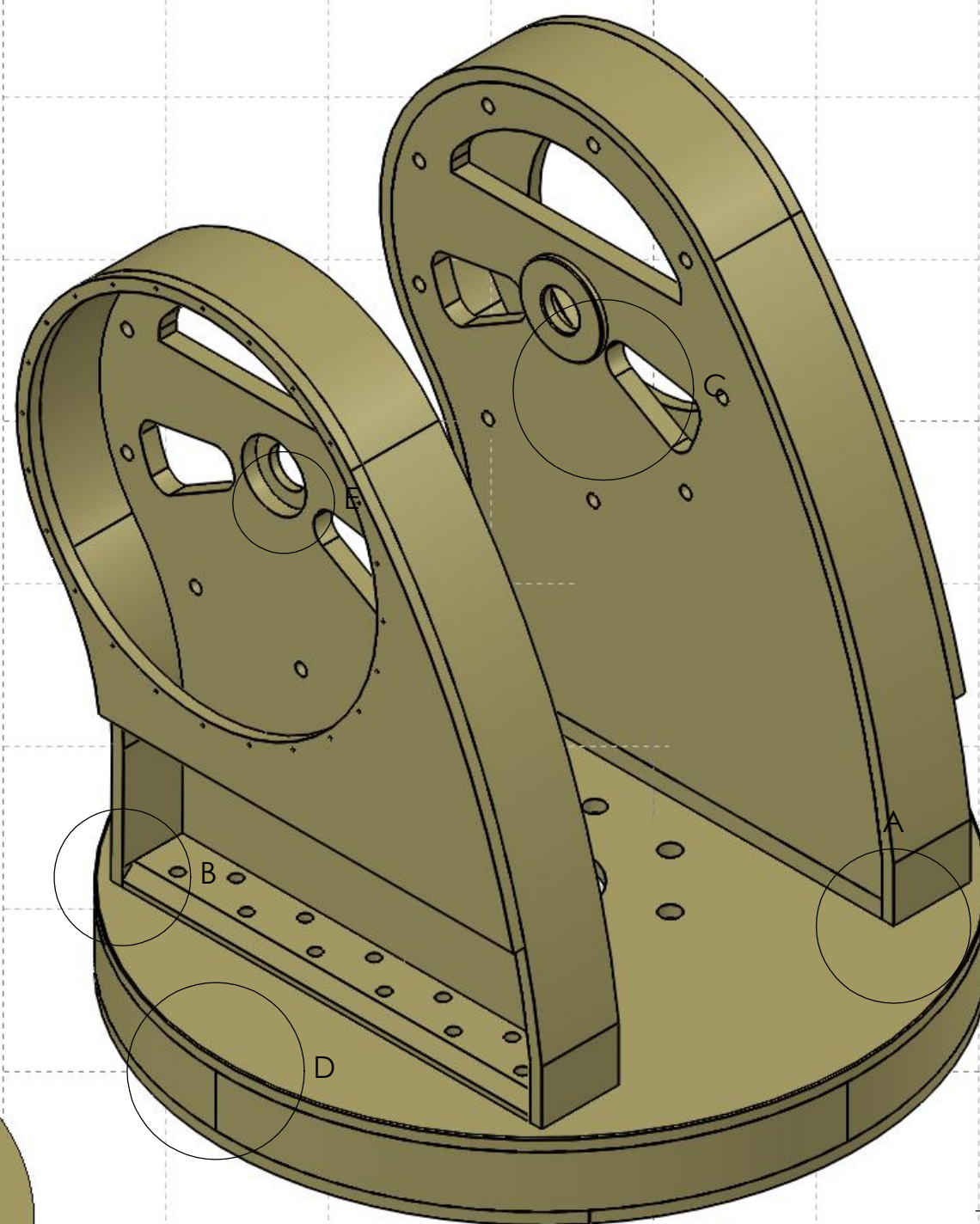
DETAIL C
SCALE 1 : 2



DETAIL D
SCALE 1 : 2

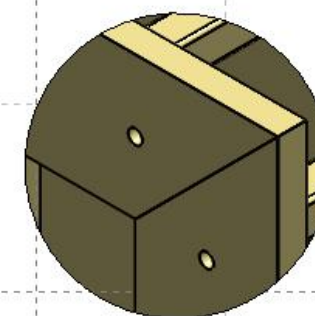
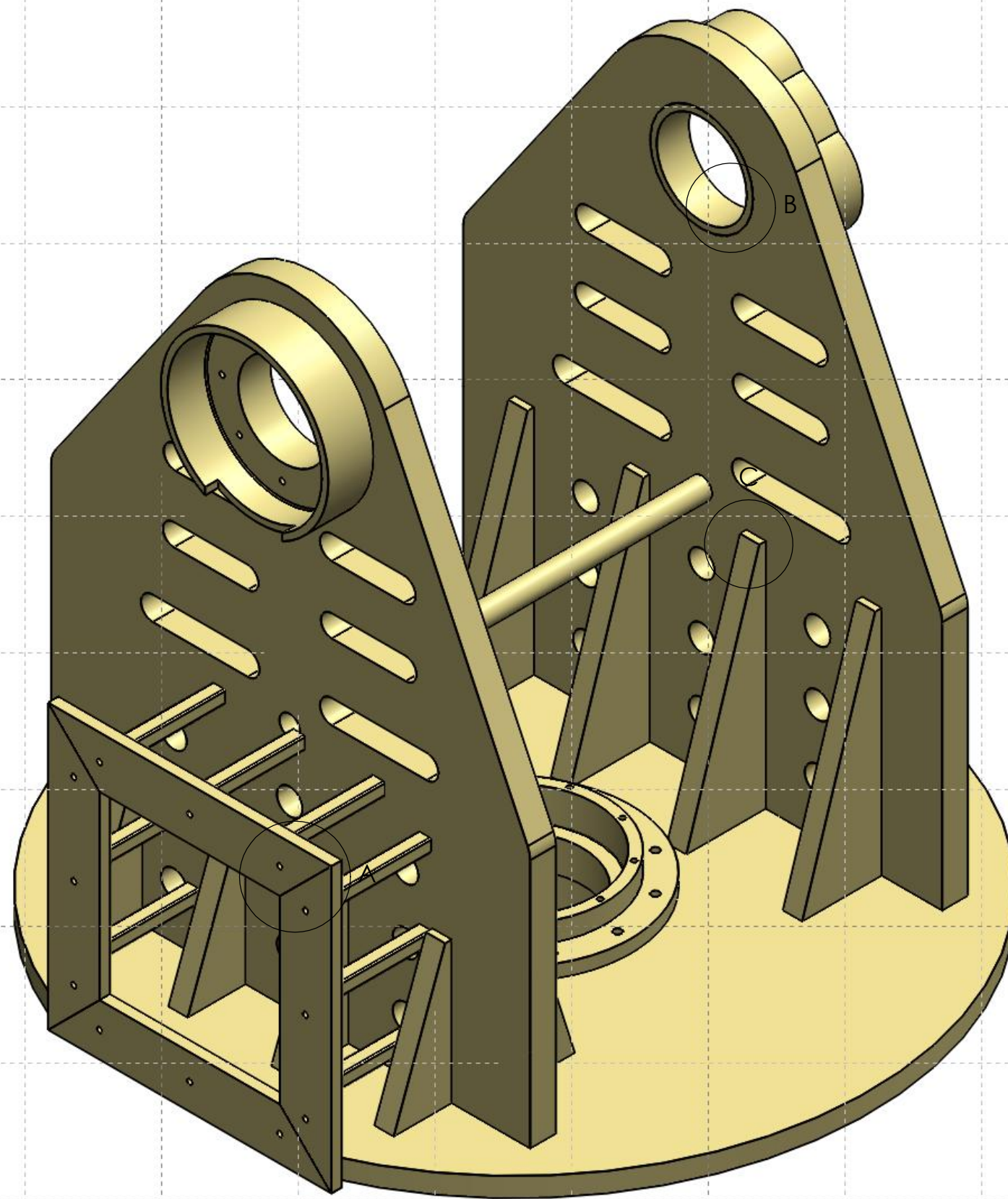


DETAIL E
SCALE 1 : 2

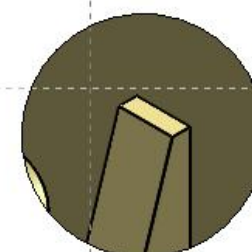


Dimension View
[scale 1:10]

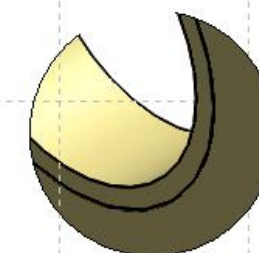
RCWS 12,7 mm
RANGKA 2.0
[scale 1:3]



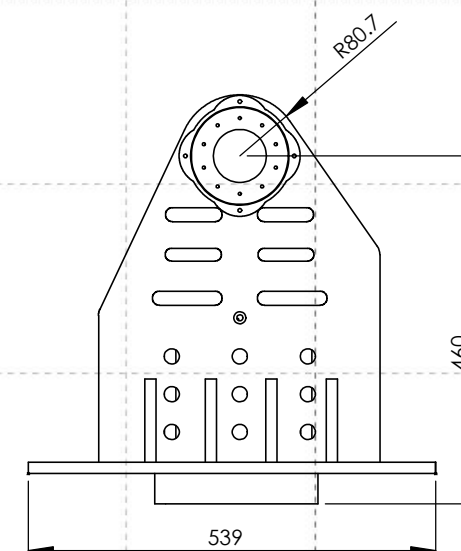
DETAIL A
SCALE 2 : 3



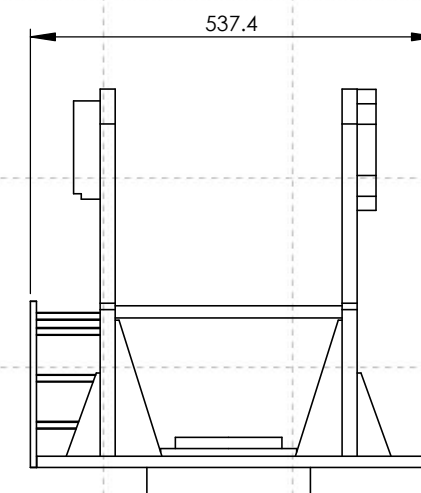
DETAIL C
SCALE 2 : 3



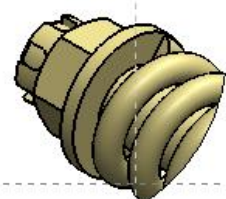
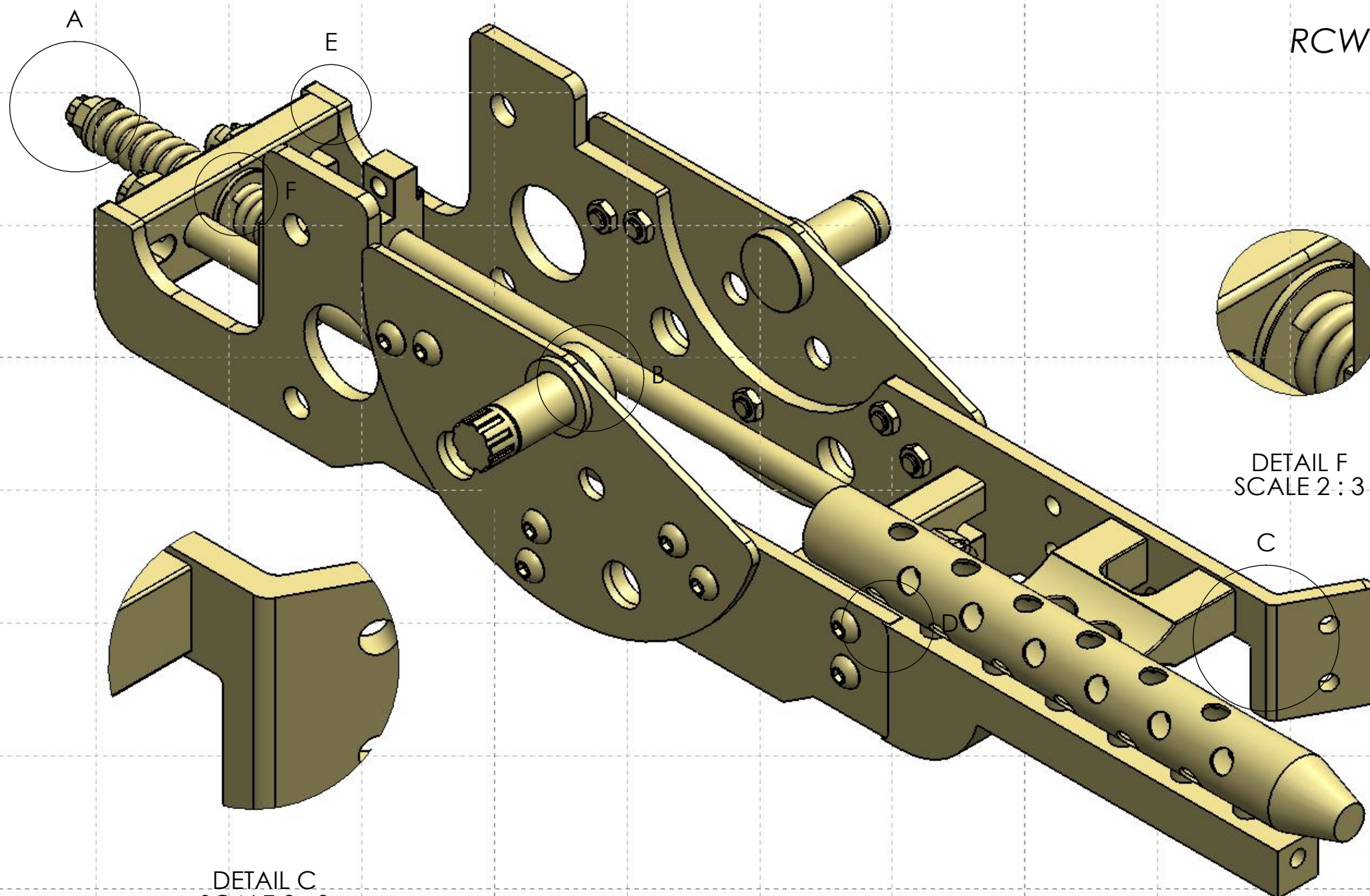
DETAIL B
SCALE 2 : 3



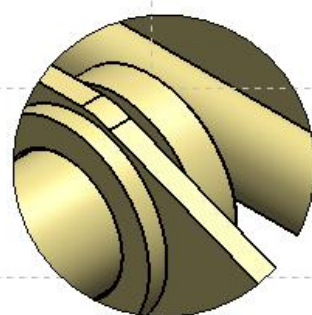
Dimension View
[scale 1:10]



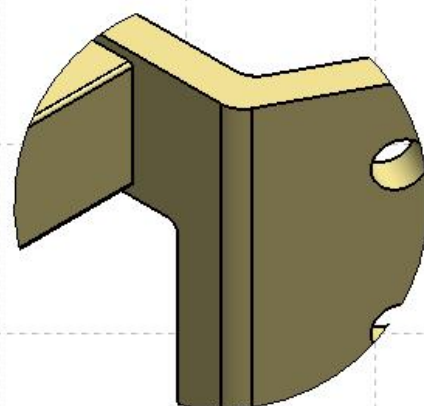
RCWS 12,7 mm
CRADLE
[scale 1:3]



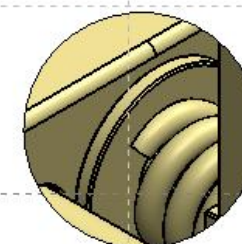
DETAIL A
SCALE 2 : 3



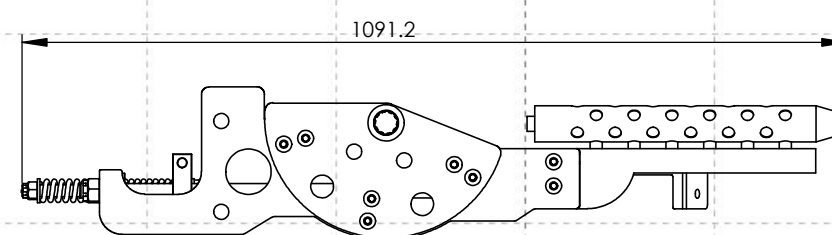
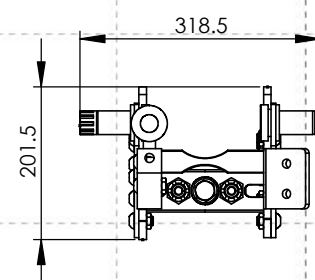
DETAIL B
SCALE 2 : 3



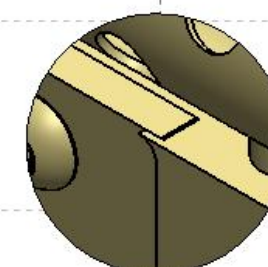
DETAIL C
SCALE 2 : 3



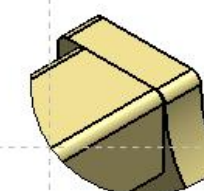
DETAIL F
SCALE 2 : 3



Dimension View
[scale 1:10]

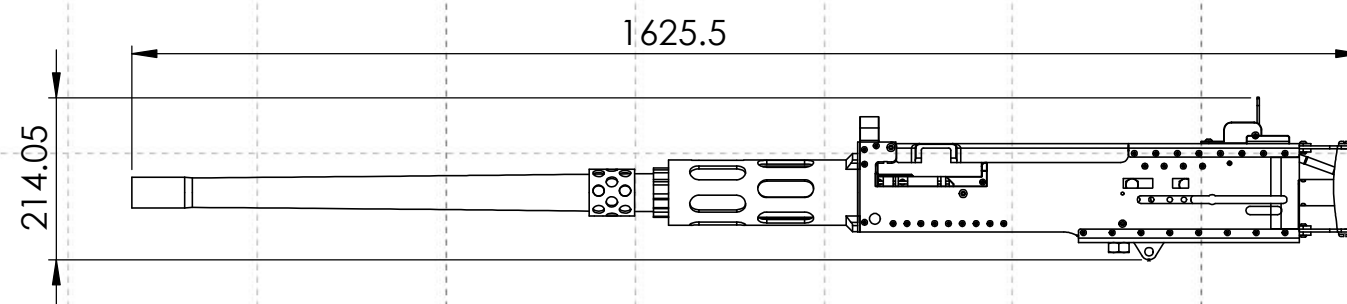
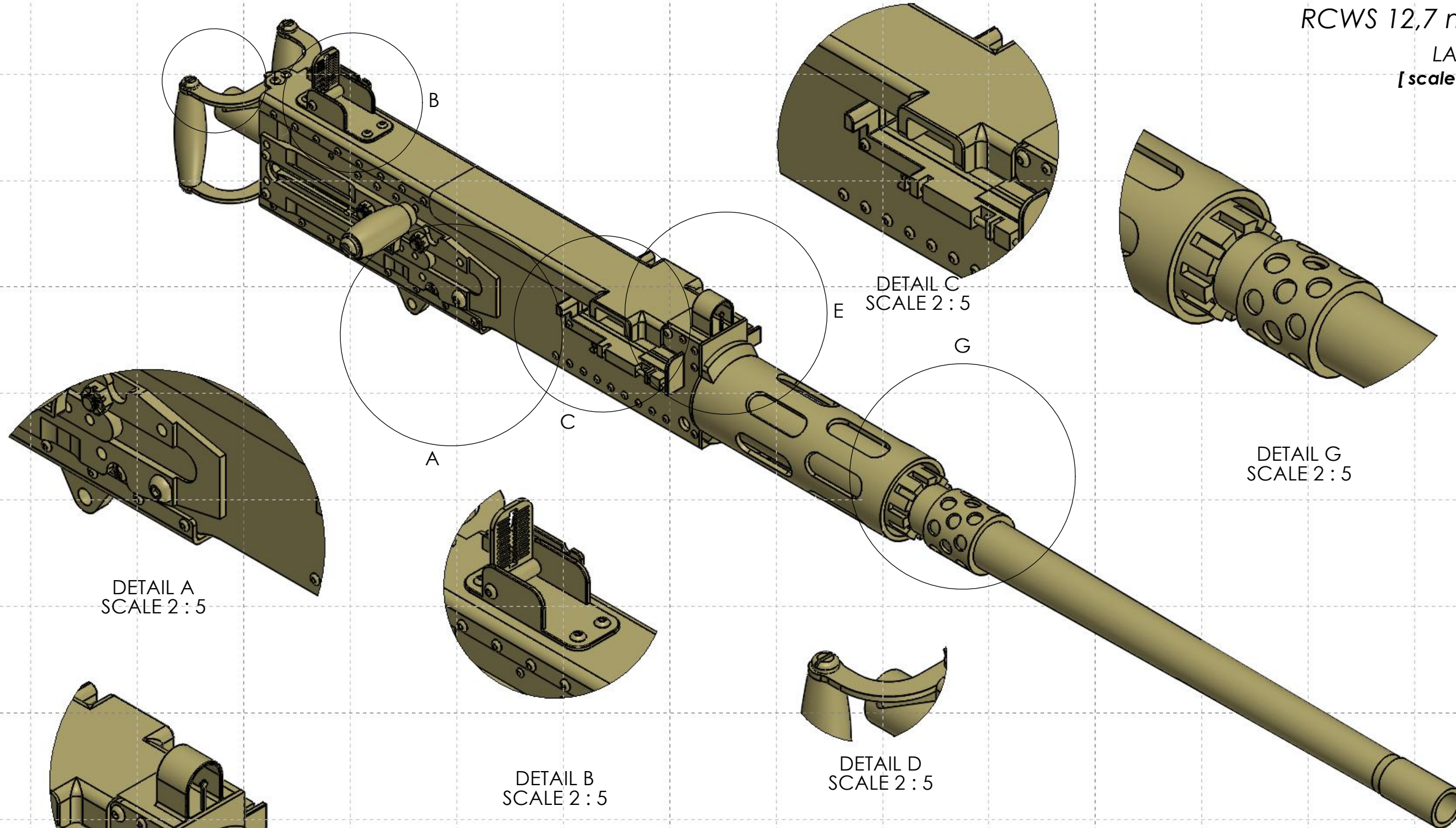


DETAIL D
SCALE 2 : 3



DETAIL E
SCALE 2 : 3

RCWS 12,7 mm
LARAS
[scale 1:4]



Dimension View
[scale 1:10]

BIOGRAFI PENULIS



Imam Wahyudi, lahir di kota Kediri 15 Februari 1995 merupakan anak ke tiga dari empat bersaudara pasangan Bapak Zainal Abidin dan Ibu Malikhah serta adik dari Zuliana Hermawati, Ima Duddin, A.Md dan kakak dari Lubis Rohman Penulis mengenyam pendidikan di SDN Manisrenggo, kemudian melanjutkan studi SMPN 7 Kediri, lalu melanjutkan studi di SMA Pawyatan Daha Kediri. Pada saat menulis biodata ini penulis sedang menuntaskan laporan tugas akhir sebagai mahasiswa Program Studi

Diploma III Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknologi Industri Institut Teknologi Sepuluh Nopember di Surabaya.

Penulis sempat melakukan kerja praktek di PT. Pindad (Persero) Bandung. Selama kuliah, banyak hal yang dilakukan penulis antara lain menjadi asisten praktikum di laboratorium Perautan dan Ketua Laboratorium Mekatronika periode 2015/2016, menjadi panitia dalam berbagai kegiatan, serta aktif mengikuti seminar, pelatihan dan kegiatan organisasi kemahasiswaan serta aktif di Himpunan Mahasiswa D3 Teknik Mesin ITS menjabat sebagai kampanye kreatif departemen Kominfo di periode 2015/2016.

Penulis dapat dihubungi melalui email: wahyudi8imam@gmail.com atau wahyudi.imam13@mhs.me.its.ac.id